

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de fin de grado, 2018



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE HOLGURAS EN EJES

PABLO JOSÉ BERBES MATEO

TUTORA: MARTA ZAMORANO GARZÓN

RESUMEN

En el mundo globalizado actual, la estandarización de los productos se ha convertido en la piedra angular de la industria. Esta tendencia ha propiciado la mecanización y automatización de los procesos de fabricación para lograr una mayor eficiencia, generando por otra parte una fuerte dependencia de dichos dispositivos mecánicos.

Para que cualquier dispositivo rinda adecuadamente, planificar tareas de mantenimiento para los mismos es esencial con el fin de obtener rendimiento económico de su labor. Una avería a destiempo puede generar importantes pérdidas económicas para el fabricante. Es por ello por lo que la filosofía de la monitorización de procesos ha cobrado gran relevancia dentro de la industria.

La monitorización de los procesos es la base dentro del llamado mantenimiento predictivo, pilar principal de este proyecto. A lo largo de esta memoria se van a someter a análisis señales vibratorias recogidas en laboratorio para estudiar el fenómeno de holgura mecánica, un defecto muy común que se desarrolla en máquinas con elementos rotativos. Para ello se ha sometido a ensayo un eje ferroviario a escala en perfecto estado en un banco de pruebas específico y posteriormente un segundo eje mecanizado de tal manera que sufriera problemas de holgura en sus apoyos con los rodamientos.

La comparación de resultados entre el eje sano y el eje defectuoso permitirá identificar el problema de holgura mecánica, tal y como se procedería en un caso de mantenimiento predictivo real, aplicando el *condition monitoring*, que se basa en determinar la condición de la máquina durante su funcionamiento antes de que se produzca un fallo, obteniendo así las señales vibratorias que se van a estudiar.

Palabras clave

Procesamiento de señales · Vibraciones · Holgura mecánica · Defectos en ejes

Contenido

RESUMEN	2
Palabras clave.....	2
Índice de figuras	5
Índice de tablas	6
1. INTRODUCCIÓN	7
1.1. MOTIVACIONES	8
1.2. OBJETIVOS	9
1.3. NORMATIVA	10
1.4. ENTORNO SOCIOECONÓMICO	10
1.5. METODOLOGÍA.....	12
1.6. PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO	13
2. ESTADO DEL ARTE	14
2.1. VIBRACIONES MECÁNICAS	14
2.2. DEFECTOS EN ELEMENTOS ROTATIVOS	21
2.3. HOLGURA MECÁNICA.....	24
3. MÉTODO EXPERIMENTAL.....	27
3.1. EJES ENSAYADOS	27
3.2. EQUIPO UTILIZADO.....	27
3.3. OBTENCIÓN DE LOS DATOS. CADENA DE MEDIDA	32
• ACELERÓMETRO.....	32
• ACONDICIONADOR DE SEÑALES	34
• TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	36
• ORDENADOR	37
3.4. PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	38
4. RESULTADOS OBTENIDOS	41
4.1. GRÁFICAS PSD OBTENIDAS.....	41
• Resultados a 20 Hz	42
• Resultados a 40 Hz	43
• Resultados a 60 Hz	44
4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	45
• Estudio a 20 Hz	46

• Estudio a 40 Hz	49
• Estudio a 60 Hz	52
5. PRESUPUESTO	55
6. CONCLUSIONES Y FUTUROS PROYECTOS	57
7. ANEXO	60
8. BIBLIOGRAFÍA	61

Índice de figuras

Figura 1. Clasificación de las señales vibratorias.....	15
Figura 2. Movimiento armónico simple (MAS) [8]	15
Figura 3. Suma de espectros vibratorios [10]	16
Figura 4. Explicación tiempo vs frecuencia [11]	17
Figura 5. Señal temporal a 60 Hz de eje sano	17
Figura 6. Señal temporal a 60 Hz de eje con holgura	18
Figura 7. Espectro típico de problema de desequilibrio [20]	21
Figura 8. Espectro simplificado de problema de desalineación [20]	22
Figura 9. Desalineación paralela [20]	23
Figura 10. Desalineación angular [20]	23
Figura 11. Desalineación en acoplamiento	24
Figura 12. Espectro simplificado problema de holgura mecánica [20]	25
Figura 13. Foco potencial de holgura: elemento de sujeción del rodamiento	26
Figura 14. Foco potencial de holgura: acoplamiento motor-eje.....	26
Figura 15. Equipo de ensayos.....	27
Figura 16. Motor eléctrico.....	28
Figura 17. Acoplamiento motor - eje	29
Figura 18. Rodamiento [24].....	29
Figura 19. Elemento de sujeción del rodamiento	30
Figura 20. Pantalla de seguridad	30
Figura 21. Regulador de velocidad	31
Figura 22. Esquema de la cadena de medida [18]	32
Figura 23. Acelerómetro	33
Figura 24. Esquema de un acelerómetro piezoeléctrico [26]	33
Figura 25. Acondicionador de señales	34
Figura 26. Tarjeta de adquisición de datos	36
Figura 27. Ordenador	37
Figura 28. Captura de la interfaz de BTOOL	38
Figura 29. Posición de acople del acelerómetro	39
Figura 30. Gráfica PSD 20 Hz eje sano	42
Figura 31. Gráfica PSD 20 Hz eje con holgura	42
Figura 32. Gráfica PSD 40 Hz eje sano	43
Figura 33. Gráfica PSD 40 Hz eje con holgura	43
Figura 34. Gráfica PSD 60 Hz eje sano	44
Figura 35. Gráfica PSD 60 Hz eje con holgura	44
Figura 36. Espectro simplificado típico de holgura mecánica [20]	45
Figura 37. Gráfica PSD 20 Hz armónicos eje sano	46
Figura 38. Gráfica PSD 20 Hz armónicos eje con holgura	46
Figura 39. Detalle armónicos eje sano a 20 Hz	47

Figura 40. Detalle armónicos eje con holgura a 20 Hz	48
Figura 41. Gráfica PSD 40 Hz armónicos eje sano	49
Figura 42. Gráfica PSD 40 Hz armónicos eje con holgura	49
Figura 43. Detalle armónicos eje sano a 40 Hz	50
Figura 44. Detalle armónicos eje con holgura a 40 Hz.....	51
Figura 45. Gráfica PSD 60 Hz armónicos eje sano	52
Figura 46. Gráfica PSD 60 Hz armónicos eje con holgura	52
Figura 47. Detalle armónicos eje sano a 60 Hz	53
Figura 48. Detalle armónicos eje con holgura a 60 Hz.....	54
Figura 49. Relación nivel de ruido vs frecuencia de rotación	58
Figura 50. Relación PSD medio vs frecuencia de rotación	59

Índice de tablas

Tabla 1. Diagrama de Gantt del proyecto	13
Tabla 2. Especificaciones técnicas del rodamiento	29
Tabla 3. Especificaciones técnicas del acelerómetro	34
Tabla 4. Especificaciones técnicas del acondicionador de señales	35
Tabla 5. Especificaciones técnicas de la tarjeta de adquisición de datos	36
Tabla 6. Presupuesto del proyecto.....	55
Tabla 7. Costes de utilización del equipo	56

1. INTRODUCCIÓN

En el mundo industrial de la historia reciente, el cual tiende a la fabricación de productos globalizados a gran escala, la automatización de los procesos está a la orden del día. Con el fin de fabricar grandes cantidades de un mismo producto a coste mínimo, las empresas tienden a sustituir la mano de obra humana por sistemas automatizados con el objetivo de reducir el precio unitario de producto fabricado.

Esta dependencia en las máquinas se traduce en que un fallo en las mismas provocaría la detención en la cadena productiva, y el tiempo en el que dicha cadena está parada produciría pérdidas económicas para la empresa. Surge, por tanto, la necesidad de implementar tareas de mantenimiento en las cadenas de producción, que permitan que los equipos no solo funcionen correctamente, sino que además permitan alargar el ciclo de vida del equipo sobrepasando el punto en el que la inversión en dicha tecnología sea rentable y empiece a generar riqueza para la propia empresa [1].

A lo largo de la historia del desarrollo industrial, se han aplicado distintos procedimientos para mantener los equipos de producción. Originalmente, la filosofía que estaba mayormente impuesta era el mantenimiento correctivo. Esta consiste básicamente en solucionar el fallo cuando este ya ha sucedido. El principal inconveniente de este mantenimiento es que carece de cualquier tipo de control ante los fallos. Surge, por tanto, la necesidad de prever cuando se va a producir un fallo para evitar que este provoque la parada de la cadena de producción, y esto desemboca en el mantenimiento predictivo [1].

Dentro de los modos de mantenimiento predictivo, se encuentra la llamada monitorización de estado, más conocida en inglés como *condition monitoring* [2]. Este concepto consiste en la monitorización del sistema en busca de fallos potenciales. La detección de estos se lleva a cabo mediante la recopilación de valores de distintas variables en el funcionamiento del equipo en cuestión, como por ejemplo vibraciones, consumo energético, temperatura, etcétera. Mediante la comparación con parámetros normales de funcionamiento se puede diagnosticar cualquier tipo de fallo basándose en las diferencias que se presentan. En lo que conlleva a la monitorización de máquinas con elementos rotativos, el análisis de vibraciones presenta especial importancia [3].

El estudio de estos datos recabados permite localizar fallos antes de que estos provoquen la interrupción de su actividad, otorgando así la posibilidad de anticiparse al momento en el que el fallo que está siendo monitorizado provoque una parada en la cadena de producción. La ventaja más inmediata es la reducción drástica del tiempo de respuesta ante los fallos, y este ahorro de tiempo se traduce en una disminución de costes de fabricación, pese a que se inviertan recursos en la monitorización del proceso y en ocasiones se cambien componentes que todavía tienen tiempo de vida útil. Este tipo de mantenimiento es justificable en elementos de gran importancia dentro del sistema en cuestión. El principal inconveniente de

esta filosofía es de carácter económico, ya que por un lado requiere de un desembolso inicial importante en equipos de monitorización y por otro lado se crea la necesidad de contratar personal cualificado para desempeñar las tareas necesarias [3].

La metodología que se ha aplicado en la realización de este proyecto está basada precisamente en la filosofía del *condition monitoring*. Se ha realizado un estudio comparativo entre un eje sano, reflejando el correcto funcionamiento del sistema; y un eje con holgura en sus apoyos, el cual supondría el eje primero en un estado más avanzado en su ciclo de vida.

A lo largo de esta memoria se van a exponer los datos obtenidos, así como la metodología seguida para realizar el experimento y el equipo utilizado.

1.1. MOTIVACIONES

Como ya se ha comentado, el mantenimiento predictivo es uno de los pilares base dentro de la industria actual, por ello que los trabajos de desarrollo e investigación en esta materia son de gran importancia.

Todo sistema mecánico, independientemente de su finalidad, está compuesto por diferentes elementos en contacto entre sí. Durante su funcionamiento, este contacto físico supone a la larga el desarrollo de problemas de holgura mecánica tras los sucesivos golpeteos fruto de las vibraciones de la máquina, o simplemente causado por la fricción entre partes en movimiento.

Esta última causa es la que provoca problemas de holgura en elementos rotativos, los cuales están presentes en cualquier tipo de máquina dentro de la industria. En particular, el cual es objeto de este proyecto, de los ejes ferroviarios.

Los ejes son piezas clave en lo que conlleva a la transmisión de potencia. El desarrollo de algún tipo de defecto en estos elementos perjudica seriamente al rendimiento global de la máquina. Por ello, a la hora de deliberar qué elementos dentro de una máquina deben ser monitorizados, los ejes ocupan las primeras posiciones [1].

1.2. OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto es realizar un estudio sobre las señales vibratorias obtenidas de un caso de holgura mecánica en un elemento rotativo a diferentes velocidades. Para ello, se ha mecanizado un eje ferroviario a escala específico para este ensayo provocando en él premeditadamente el fenómeno de holgura deseado en los apoyos de los rodamientos. Por otra parte, se someterá a ensayo un eje sin holgura en sus apoyos a fin de realizar un estudio comparativo entre los dos, para poder de esta manera identificar las anomalías que caracterizan el fenómeno de holgura en las gráficas de vibraciones obtenidas.

Para obtener estos resultados, han tenido que ser superadas las siguientes metas que se enumeran a continuación:

- Estudio de diferentes conceptos tales como el mantenimiento predictivo y todo lo que este concepto engloba, dando especial interés al *condition monitoring* mediante análisis de señales vibratorias y defectos en máquinas rotativas, focalizando en el problema de la holgura mecánica.
- Familiarización del uso del banco de ensayos facilitado para la realización de este proyecto, desde el montaje de ambos ejes sometidos a ensayo a su puesta en funcionamiento y seguimiento del mismo. Dentro de este aprendizaje se incluye el uso de los softwares proporcionados para la recogida de datos.
- Comprensión de todos los dispositivos utilizados en la cadena de medida y su labor con el objetivo final de obtener los resultados finales.
- Identificar las condiciones de recogida de datos y ponerlas en práctica tal y como se procedería en una labor de mantenimiento real, así como las distintas medidas de seguridad aplicadas.
- Realizar el procesamiento y tratamiento de señales vibratorias reales obtenidas en laboratorio. Comprender además sus bases teóricas, en donde se incluyen la transformada rápida de Fourier (FFT) y la densidad espectral de energía (PSD).
- Y, por último, como objetivo global del proyecto, el análisis comparativo de las señales vibratorias obtenidas experimentalmente entre un eje sano y un eje con un problema inducido de holgura mecánica en sus apoyos con los rodamientos.

Para realizar este ensayo, ha sido facilitado un banco de pruebas específico para este tipo de experimentos, además del software para el procesado de señales. Sobre estos elementos se dedicará un capítulo más adelante. Además, se realizará una explicación detallada de la

metodología experimental seguida. Antes se llevará a cabo una explicación teórica de diferentes conceptos relacionados con este proyecto.

1.3. NORMATIVA

La normativa que recoge la obligación del empresario de realizar las comprobaciones necesarias para la conservación de los equipos de trabajo viene redactada en el artículo 4 del Real Decreto 1215/1997, de 18 de julio, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo. Este artículo está dividido cinco puntos, los cuales se muestran a continuación de manera resumida [4]:

1. El empresario debe adoptar las medidas necesarias para asegurar la correcta instalación y funcionamiento de los equipos
2. El empresario debe asegurar el cumplimiento de las disposiciones de seguridad y de salud remediando a tiempo el deterioro de sus equipos.
3. Las comprobaciones serán efectuadas por personal competente.
4. Los resultados de las comprobaciones deberán documentarse y estar a disposición de la autoridad laboral.
5. Las comprobaciones de los equipos deben estar ajustados bajo la normativa que les aplique.

Por otro lado, dado que los defectos en máquinas pueden someter a los trabajadores que las operan a vibraciones potencialmente perjudiciales para salud, también aplica el Real Decreto 1311/2005, de 4 de noviembre, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que pueden derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas [5]. Está formado por ocho artículos más un anexo, entre los cuales ganan especial importancia los artículos 3, 4 y 5. En ellos se exponen respectivamente los valores límite de exposición, la determinación y evaluación de los riesgos y las disposiciones encaminadas a evitar o reducir la exposición a vibraciones mecánicas potencialmente perjudiciales.

1.4. ENTORNO SOCIOECONÓMICO

Como ya es sabido, este proyecto está contextualizado dentro del mantenimiento predictivo. La monitorización de los equipos dentro de un proceso se ha convertido en la filosofía más asentada dentro de lo que atañe al mantenimiento industrial. Esta tendencia es debida a que ofrece una serie de ventajas muy beneficiosas, las cuales se enumeran a continuación [1]:

- Reducción de los tiempos de parada debido a reparaciones, gracias a la anticipación que supone el saber cuándo el elemento va a fallar gracias a la monitorización del mismo.
- La propia monitorización permite el seguimiento de un defecto a lo largo del tiempo.
- Posibilidad de verificar con exactitud el estado general, tanto del elemento como de la máquina.
- La monitorización permite crear planes de organización por parte de la empresa de los recursos que se van a ir necesitando para que el equipo pueda seguir trabajando, minimizando así el impacto de las labores de mantenimiento en el conjunto del proceso productivo.

Pese a estas ventajas, el mantenimiento predictivo conlleva también una serie de desventajas, principalmente de carácter económico. Son las siguientes [1]:

- Se requiere un importante desembolso económico inicial por parte de la empresa en equipos de monitorización.
- Para realizar un correcto uso de los dispositivos de monitorización, se requiere la contratación de personal cualificado para sacar máximo rendimiento a los recursos.

Debido a los altos costes que supone aplicar el mantenimiento, el modo de proceder para que sea rentable es evaluar que elementos merecen ser monitorizados. Estos elementos deben de tener un alto grado de dependencia para el resto de elementos de la línea de producción.

Pese a estas desventajas económicas, la puesta en práctica de labores de mantenimiento predictivo sigue siendo uno de los pilares principales de los procesos productivos, ya que para una empresa el ahorro de tiempo que supone anticiparse a las paradas debido a averías supone una gran bajada de los costes de fabricación.

Realizando el análisis comparativo entre los dos ejes se busca estudiar el comportamiento de un eje con holgura mecánica, con el fin de poder detectar este problema en casos reales, aplicando tareas de mantenimiento predictivo, y en concreto, de *condition monitoring*. Los resultados obtenidos en este proyecto de investigación pueden ser de gran utilidad, ya que se puede ahorrar tanto dinero como tiempo, debido a que se evita paradas de las máquinas innecesarias o cambiar componentes que todavía tendrían mucha vida de servicio, así como detectar justo a tiempo un problema antes de que ocurra un fallo catastrófico. Por otro lado, este proyecto puede servir de base para futuros proyectos dentro del campo de mantenimiento predictivo.

1.5. METODOLOGÍA

Esta memoria abarca desde los conceptos teóricos básicos para comprender el análisis de señales vibratorias hasta las propias señales obtenidas por método experimental en laboratorio, así como su análisis y discusión. Por lo tanto, en este documento se pueden diferenciar dos bloques:

- **BLOQUE TEÓRICO**

Este primer bloque abarca el capítulo 2 de esta memoria hasta parte del capítulo 3. Este está dedicado a recoger todos los conceptos necesarios para poder comprender los datos experimentales que se expondrán a continuación de ese capítulo en cuestión. Los conceptos incluidos son los siguientes:

- Se comenzará echando una vista global al concepto de vibración mecánica, desde sus definiciones más básicas hasta el análisis de las señales vibratorias. Se incluirán conceptos como la transformada rápida de Fourier y la PSD (siglas en inglés de densidad espectral de energía), ambos de gran importancia para entender los resultados de este estudio experimental.
- Se continuará exponiendo los tres defectos más comunes que aparecen en máquinas con elementos rotativos a lo largo de su ciclo de vida. Estos son el desequilibrio, la desalineación y la holgura mecánica.
- Dado que el problema de holgura mecánica es el protagonista de este proyecto, se le dedicará un apartado diferenciado con los otros dos defectos restantes enumerados en el anterior guion. Se expondrán en él las características propias del mismo, así como la manera teórica de identificarlo en las gráficas dibujadas a partir de los datos recogidos en el laboratorio.
- Los contenidos de carácter teórico de esta memoria finalizan en el primer apartado del capítulo 3 de esta memoria. Este está dedicado a cada uno de los elementos utilizados para la obtención de las señales vibratorias, donde se explicará el papel que desempeñan incluyendo sus fichas técnicas.

- **BLOQUE PRÁCTICO**

En este segundo y último bloque se expondrán las gráficas vibratorias obtenidas a partir de los datos experimentales y se explicará la forma de procedimiento que se siguió para la recogida de datos en laboratorio. Abarca desde el capítulo 3 (exceptuando su primer apartado) hasta el capítulo 4 al completo. El contenido de estos capítulos se desglosa de la siguiente manera:

- Se cierra el tercer capítulo exponiendo la cadena de medida compuesta por los dispositivos expuestos en el primer apartado de este mismo capítulo. Además, se expondrán el total de consideraciones que se tuvieron en cuenta en los diferentes ensayos realizados, las cuales se tendrán en cuenta para el análisis final de los resultados.
- Y, por último, en el capítulo 4 se expondrán los resultados obtenidos y se les someterá a análisis con la ayuda de los conceptos expuestos en el bloque teórico anteriormente.

Una vez discutidos los resultados en el capítulo 4 de esta memoria, se realizará un análisis final incluyendo las conclusiones sacadas de este proyecto, así como propuestas de posibles líneas de continuación a partir de este estudio.

Fuera de estos bloques se sitúan los capítulos 5 y 6, los cuales están dedicados respectivamente al presupuesto del proyecto y a las conclusiones sacadas de los resultados experimentales.

1.6. PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO

A continuación, por medio de un diagrama de Gantt, se van a exponer las diferentes fases que se siguieron para la realización de este proyecto y el tiempo dedicado en cada una de ellas en una escala mensual (ver Tabla 1).

TAREA	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE
Estudio y documentación						
Ensayos experimentales						
Procesamiento de datos						
Redacción de la memoria						

Tabla 1. Diagrama de Gantt del proyecto

2. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se van a exponer de manera teórica los conceptos básicos para la comprensión de los resultados experimentales, los cuales se analizarán más adelante en esta memoria.

2.1. VIBRACIONES MECÁNICAS

Todo sistema mecánico, en mayor o menor medida, experimenta vibraciones mecánicas durante su funcionamiento. Es un fenómeno que es inevitable independientemente del número de horas de trabajo que lleve el sistema, y es por eso por lo que el estudio de estas es uno de los pilares principales del mantenimiento predictivo [3].

En determinadas aplicaciones estas vibraciones son beneficiosas, como por ejemplo en la criba de la tolva de una bomba de hormigón, beneficioso no solo para separar el material de tamaño excesivo si no para mover dicho material y prevenir atrancos [6]. Aun siendo beneficiosas las vibraciones mecánicas en ejemplos aislados como el mencionado anteriormente, algunas de las consecuencias de las vibraciones en un conjunto mecánico son el desgaste y daños por fatiga debido a una mayor solitud tensional de sus componentes, pérdida de rendimiento en el funcionamiento del sistema, además de ruidos molestos [3].

Por todas estas consecuencias, la monitorización de las vibraciones es la piedra angular de todo mantenimiento predictivo. A partir de las señales captadas por los dispositivos de medida se pueden identificar diferentes defectos de manera prematura, antes de que estos provoquen una parada en el funcionamiento del sistema. Por lo tanto, para poder comprender las bases de este proyecto, conviene hacer un breve inciso en el concepto de vibración y en la interpretación de las señales.

A continuación, se va a mostrar a título informativo un gráfico que clasifica los tipos de vibraciones mecánicas (ver Figura 1).

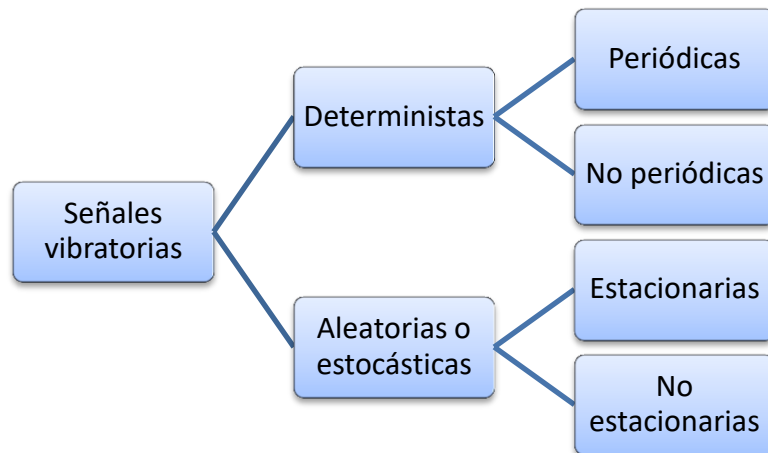


Figura 1. Clasificación de las señales vibratorias

- **CONCEPTO DE VIBRACIÓN MECÁNICA**

Una vibración es un movimiento de vaivén de pequeña amplitud que experimenta un cuerpo en cualquier dirección alrededor de un punto de reposo o equilibrio [7].

Particularizando en un elemento rotativo, las vibraciones describen un movimiento de tipo armónico, y como todo movimiento de este tipo se tiene un periodo de vibración, que es el tiempo que emplea el cuerpo en experimentar un ciclo vibratorio, cuya inversa es la frecuencia; y una amplitud, que define el desplazamiento máximo del cuerpo desde su posición de reposo (ver Figura 2) [8].

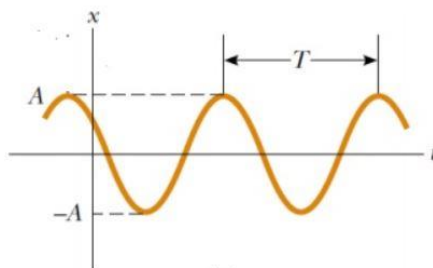


Figura 2. Movimiento armónico simple (MAS) [8]

En una situación ideal, las vibraciones propias de cualquier máquina describirían un movimiento armónico perfecto. Pero en una situación real, las señales armónicas se ven complementadas con señales no periódicas propias del entorno de la máquina, como por ejemplo un choque eventual entre dos elementos o simplemente ruido eléctrico captado por el acelerómetro; por lo que las señales que se mostrarán más adelante en esta memoria quedan lejos de una gráfica periódica pura. Por lo tanto, la señal captada por el acelerómetro consistirá en la suma de los espectros vibratorios de todos los elementos mecánicos que es capaz de captar el propio dispositivo (ver Figura 3), por lo que el análisis de los datos recogidos dista de ser trivial [9].

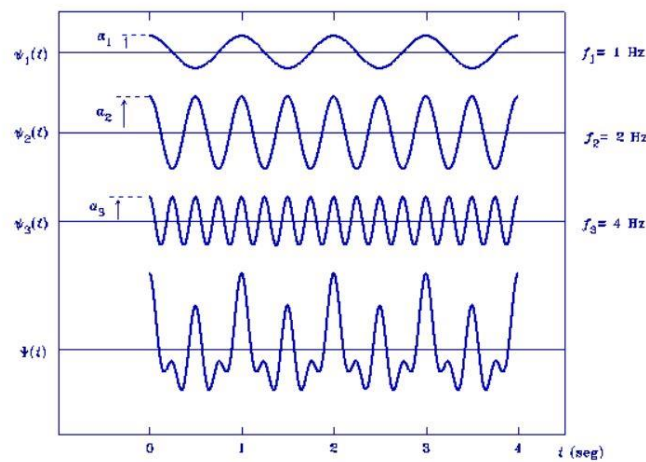


Figura 3. Suma de espectros vibratorios [10]

Las señales vibratorias pueden ser estudiadas en función del tiempo o en función de la frecuencia. En una situación ideal, en la que se tiene una señal simple perfectamente legible, el estudio de las vibraciones puede ser realizado en función del tiempo. Sin embargo, en una situación real, donde las mediciones obtenidas consisten en la suma de múltiples señales vibratorias como se ha mencionado anteriormente, el estudio de dichas señales en el dominio del tiempo resulta especialmente complicado. Por ello, cuando se tiene que abordar el estudio de señales complejas propias de una situación real, se traducen dichas señales en el dominio del tiempo a señales en el dominio de la frecuencia (ver Figura 4).

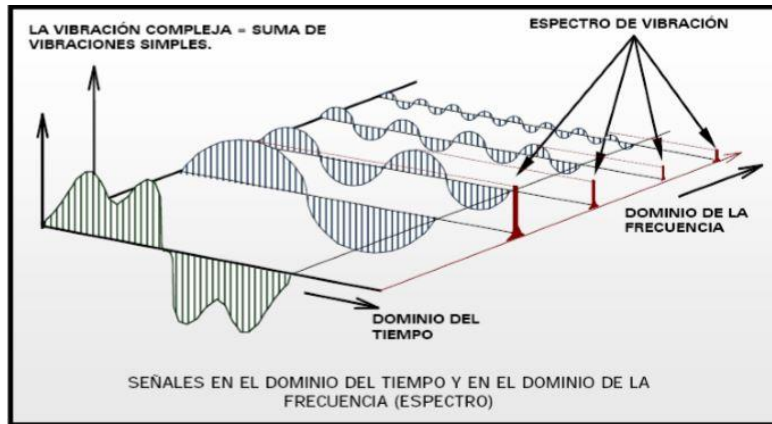


Figura 4. Explicación tiempo vs frecuencia [11]

Para ejemplificar la dificultad que supone el estudio de vibraciones en función del tiempo, se van a mostrar a continuación dos señales vibratorias temporales extraídas a partir de uno de los ensayos experimentales realizados en este proyecto (ver Figura 5 y 6).

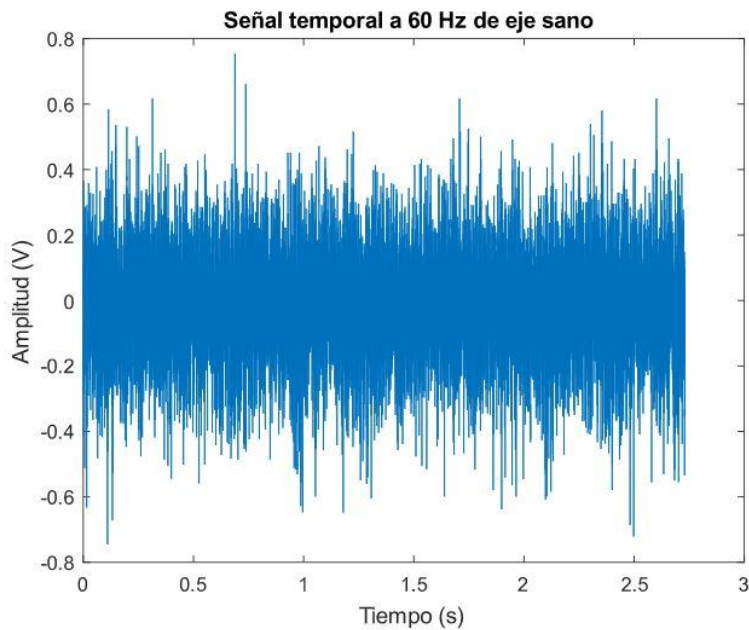


Figura 5. Señal temporal a 60 Hz de eje sano

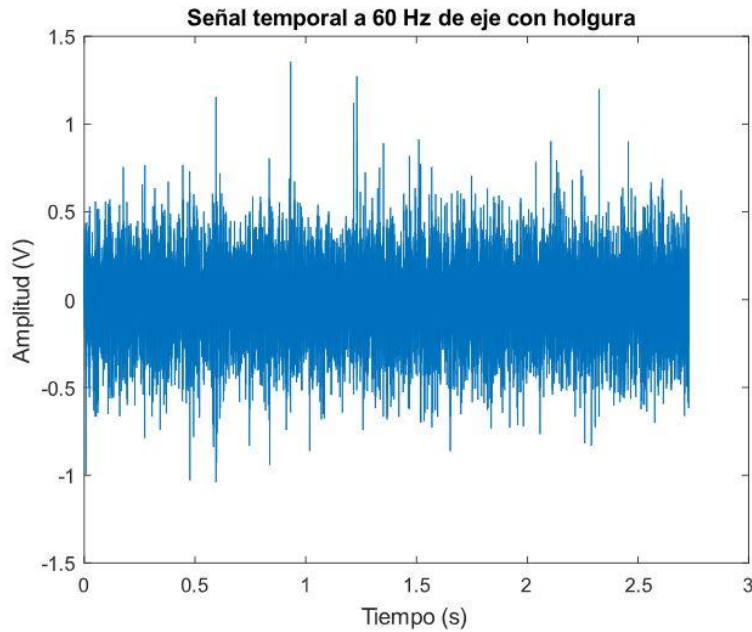


Figura 6. Señal temporal a 60 Hz de eje con holgura

Comparando a simple vista las figuras 5 y 6, gráficas obtenidas a partir de los ensayos realizados a 60 Hz, no se pueden obtener conclusiones relacionadas con la detección de defectos. Lo único que se puede ver es la mayor amplitud que posee la gráfica perteneciente al eje con holgura con respecto al sano. Como dato adicional, nótese que el tiempo total de muestreo ronda los 2.75 segundos. La razón de esta magnitud será explicada más adelante en esta memoria.

La ventaja principal que aporta una señal en el dominio de la frecuencia es que refleja la acción de fenómenos físicos a lo largo de su contorno, y es por ello que se utiliza para identificar posibles fallos y monitorizar así el funcionamiento de un sistema mecánico, teniendo en cuenta la velocidad de giro en la que se está trabajando. Como los instrumentos de medida recogen los datos en función del tiempo, es necesario procesar las señales para traducirlas al dominio de la frecuencia. Para ello se utiliza una herramienta matemática, la denominada transformada de Fourier [12].

- **TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)**

La transformada rápida de Fourier surge a partir de la transformada de Fourier mencionada anteriormente, la que como ya se ha dicho es la herramienta utilizada para convertir las señales del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia [12].

Se muestran a continuación las expresiones de la transformada de Fourier (EC.1) y su inversa (EC.2) [13]:

$$F[f(t)] = F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) * e^{-j\omega t} * dt \quad [EC.1]$$

$$F^{-1}[F(\omega)] = f(t) = \frac{1}{2\pi} * \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega) * e^{j\omega t} * d\omega \quad [EC.2]$$

Debido a la complicidad de cálculo que supone el método de la transformada de Fourier, se desarrolló la llamada transformada rápida de Fourier, conocida por sus siglas en inglés FFT. El método de la FFT reduce considerablemente el número de operaciones a realizar aumentando además la precisión de cálculo, por lo que resulta más práctico que la transformada de Fourier de la cual deriva [12].

Sin embargo, la transformada rápida de Fourier presenta una serie de limitaciones, ya que al procesar las medidas puede ocasionar una serie de errores en ellas. Entre los errores más destacados, el cual se ha tenido en cuenta en la toma de datos durante los ensayos de este proyecto, es el aliasing. Este problema determinará la elección de la frecuencia de muestreo [14].

La frecuencia de muestreo condiciona la frecuencia máxima a la que se puede reconstruir la señal. Esto es debido a lo que enuncia el teorema de Nyquist, el cual dicta que la frecuencia de muestreo debe ser mayor o igual a doble de la máxima frecuencia. El aliasing consiste en la presencia de frecuencias superiores a la mitad de la frecuencia de muestreo, causando distorsiones en la señal y mostrando un espectro el cual dista del real [15].

- **DENSIDAD ESPECTRAL DE ENERGÍA**

Para analizar las vibraciones se hace uso de gráficas PSD, siglas en inglés de densidad espectral de energía. La densidad espectral de energía que se define como el valor cuadrático de la señal, describe la energía de la señal o serie temporal distribuida a lo largo de diferentes frecuencias. La PSD es la transformada de Fourier de la función de auto correlación, la cual proporciona la transformación del dominio temporal al dominio de la frecuencia [16].

Para calcular la PSD de manera teórica a partir de la transformada rápida de Fourier (FFT) se recurre a la siguiente ecuación (EC.3) [16]:

$$PSD = \frac{FFT^2}{\Delta f} \left[\frac{V^2}{Hz} \right] \quad [EC. 3]$$

En las gráficas PSD, estudiando la magnitud de la densidad espectral de energía en determinadas frecuencias, dependiendo de la velocidad de rotación, permite identificar los síntomas de algún tipo de fallo en particular.

- **ANÁLISIS DE SEÑALES VIBRATORIAS**

Como se ha mencionado anteriormente, todo sistema mecánico experimenta movimientos vibratorios durante su funcionamiento, propios de intercambio de energías entre los diferentes elementos del sistema, por lo que se puede obtener una gráfica de las vibraciones propia de todo elemento que se quiera estudiar. Toda máquina tiene un espectro de vibraciones característico durante su funcionamiento, aunque esta se encuentre en perfecto estado [17].

Es esencial obtener gráficas que reflejen el correcto funcionamiento del elemento que se quiere monitorizar para así tener una base comparativa ante posibles variaciones. De ahí que el seguimiento desde el minuto cero de funcionamiento del sistema sea la premisa de todo mantenimiento predictivo. Cuando se detectan variaciones en dicho espectro, es significado de que algún tipo de fallo en el sistema está empezando a desarrollarse. En función de la morfología de dicha perturbación, se puede concretar en la naturaleza del propio fallo [18].

Como se ha mencionado anteriormente, para el estudio de las vibraciones en busca de fallos en un sistema rotativo, la relación entre la velocidad angular del elemento rotativo y la frecuencia son las propiedades más útiles para dicha labor. Los posibles defectos que pueda estar experimentando el eje son identificados por las frecuencias del mismo valor o múltiplos de la velocidad angular del elemento rotativo en cuestión. Estos picos en las gráficas PSD son las variaciones que se deben identificar con respecto a las gráficas de referencia de correcto funcionamiento [18].

En función de la magnitud de los picos de energía en dichos múltiplos de la velocidad de giro dentro de la escala de frecuencia, se puede identificar de manera prematura defectos que podrían causar posibles fallos catastróficos en el sistema mecánico monitorizado. Con este método de análisis vibratorios se pueden catalogar fallos comunes en elementos rotativos, tales como desalineación entre ejes, desequilibrio en las masas rotativas e incluso fallos en elementos clave en sistemas rotativos como pueden ser los rodamientos. En este proyecto en particular, como ya es sabido, se ha realizado un estudio real de un eje con holgura mecánica con los rodamientos, un fallo muy común que se desarrolla conforme aumenta las horas de funcionamiento del sistema [18].

2.2. DEFECTOS EN ELEMENTOS ROTATIVOS

En este apartado se va a realizar un breve inciso en los defectos más comunes que suelen desarrollar los elementos rotativos dentro de un sistema mecánico [19].

- **DESEQUILIBRIO**

Se entiende como desequilibrio a la distribución excéntrica de la masa del rotor. El funcionamiento de un eje con problemas de desequilibrio genera una componente de fuerza centrífuga que a su vez provoca una fuerza de rozamiento adicional y vibración a la frecuencia exacta de vibración. Este es el fallo más común dentro de un equipo mecánico ya que al fin y al cabo, cualquier defecto posible genera algún tipo de desequilibrio en el elemento en cuestión. Se muestra a continuación la forma típica de una gráfica PSD de un elemento rotativo con problemas de desequilibrio (ver Figura 7) [19].



Figura 7. Espectro típico de problema de desequilibrio [20]

Como ya se ha comentado, el desequilibrio se traduce en un pico de energía en la frecuencia de rotación del elemento estudiado. No obstante, este defecto también puede excitar diferentes armónicos en diferentes múltiplos de la frecuencia de rotación.

Existen diferentes maneras de inducir problemas de desequilibrio en elementos rotativos. La más común es debido a errores durante la fase de fabricación del elemento, aunque también se pueden desarrollar durante su puesta en servicio debido a desgaste o corrosión entre otros factores.

- **DESALINEACIÓN**

Este problema se presenta frecuentemente ante la dificultad que supone alinear ejes entre sí, para que no generen vibraciones por fricción. En el espectro de la frecuencia, en una gráfica PSD, los problemas de desalineación se manifiestan por medio de un pico al doble de la frecuencia de rotación, cuya amplitud se aproxima a la mitad de la del armónico generado en la frecuencia de rotación [19].

Se muestra a continuación la forma típica simplificada de un problema de desalineación en el espectro de la frecuencia (ver Figura 8).



Figura 8. Espectro simplificado de problema de desalineación [20]

Dentro de la desalineación, se pueden distinguir dos tipos del mismo [19]:

- **Desalineación paralela:** este tipo se da cuando los ejes de rotación de los ejes son paralelos. La desalineación viene dada al no coincidir dichos ejes (ver Figura 9).
- **Desalineación angular:** en este caso los ejes de rotación ni coinciden ni mantienen una relación de paralelismo entre ellos. La magnitud de este tipo de desalineación se cuantifica en base al ángulo que forman los ejes entre sí (ver Figura 10).

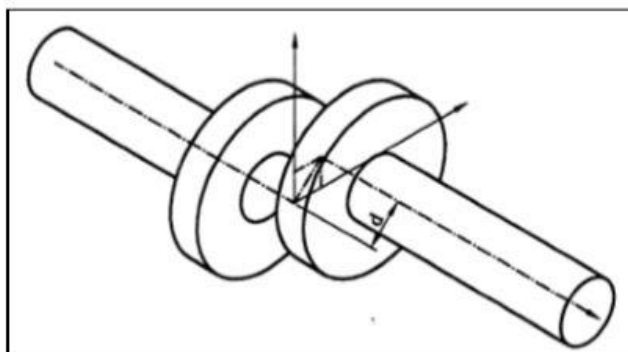


Figura 9. Desalineación paralela [20]

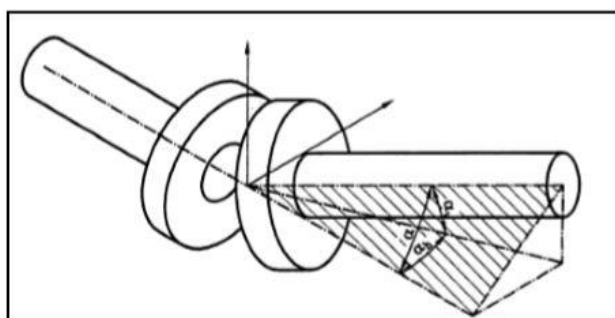


Figura 10. Desalineación angular [20]

Estos dos tipos de desalineación son teóricos. En un caso real, la desalineación viene dada por una mezcla de los dos tipos ya que, hablando en concreto de la desalineación paralela, lograr precisamente que los ejes de rotación sean perfectamente paralelos es complicado. Se habla pues de una desalineación combinada [19].

En la máquina de simulación proporcionada para la realización de este proyecto posee un foco claro de posible desalineación. Este se encuentra en la unión entre el eje de salida del motor eléctrico y el propio eje sujeto a ensayo (ver Figura 11). Para el análisis de los resultados se tendrá en cuenta este factor.

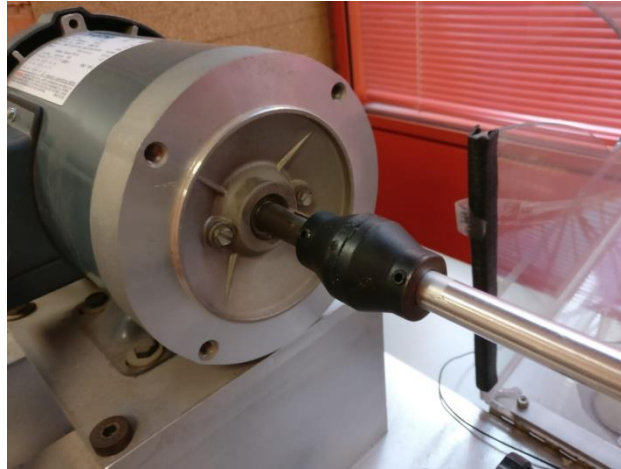


Figura 11. Desalineación en acoplamiento

Por último, se va a hablar del concepto de holgura mecánica. Como es el defecto protagonista de este proyecto, se le ha dedicado un capítulo aparte a continuación.

2.3. HOLGURA MECÁNICA

Como ya se ha dicho, los problemas de holgura son muy comunes en todo sistema mecánico. Estos se producen principalmente debido al desgaste que sufren determinados componentes a lo largo de su ciclo de vida debido al contacto entre sí. Estos desgastes físicos de los componentes generan tolerancias excesivas, lo que supone un aumento de vibraciones debido al desajuste entre diferentes elementos. Como es sabido, las vibraciones no deseadas afectan negativamente al funcionamiento del sistema, además de generar ruidos molestos [19].

Pese a que los casos de holgura pueden ser identificados precisamente por los ruidos que generan durante el funcionamiento del conjunto, su monitorización sigue siendo importante para identificarlos a tiempo antes de que provoque un fallo catastrófico en el sistema. Normalmente los problemas de holgura, y generalmente cualquier otro tipo de defecto en un sistema mecánico, son perceptibles por los sentidos de una persona cuando estos ya se encuentran en un estado avanzado habiendo provocado ya posibles daños al conjunto. Por este motivo, la monitorización es vital para identificar posibles problemas a tiempo.

Las irregularidades causadas por las holguras mecánicas están generadas por desajustes mecánicos en los elementos estáticos de la máquina y dan lugar a un incremento de la respuesta del desequilibrio residual que tiene el rotor de la frecuencia $\times 1$ rpm y un golpeteo que se produce con una frecuencia $\times 2$ rpm [21].

En la figura mostrada a continuación se muestra la morfología típica simplificada del espectro de frecuencia de un problema de holgura mecánica (ver Figura 12).

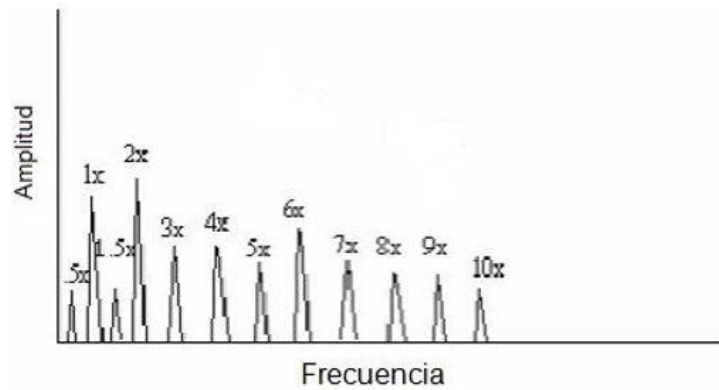


Figura 12. Espectro simplificado problema de holgura mecánica [20]

Como se puede observar, la holgura mecánica se caracteriza por generar múltiples picos de energía a lo largo de todo el dominio de la frecuencia además del desequilibrio en $1x$ rpm y el golpeteo a $2x$ rpm mencionado anteriormente destacando entre el resto (ver Figura 12).

La holgura estudiada en este proyecto está localizada en la zona de los apoyos del eje sobre los rodamientos. Este es un foco típico de desarrollo de problemas de holgura mecánica en máquinas rotativas, tanto por parte del eje como por parte de los rodamientos. Por parte de estos últimos, la holgura viene por el desgaste por un lado de la banda de rodadura y por otro de los propios elementos rodantes que lo componen. En el caso del eje, la holgura viene dada por el propio desgaste del mismo ante el rozamiento que experimenta con la pared interior de la carcasa del rodamiento [21].

Además de la holgura generada en el eje en sus apoyos sobre los rodamientos y la propia desarrollada en estos últimos, existen otros focos potenciales de holgura en un sistema mecánico. El más directo, que afecta al montaje del banco de pruebas facilitado para este estudio, es el de los elementos de sujeción de los rodamientos al sistema. Este elemento se compone de un bloque de aluminio mecanizado de tal manera que se adapte perfectamente al contorno de la carcasa del rodamiento, para así sujetarlo de manera óptima. Este elemento se acopla al resto del banco de pruebas por medio de un par de tornillos. Debido a las vibraciones propias del banco y otras derivadas de posibles fallos propios del elemento a ensayar, pueden perder progresivamente el par de apriete aplicado en ellos, generando así un desajuste que se traduce a su vez en holgura [22]. Este elemento se observa en la figura inferior (ver Figura 13).

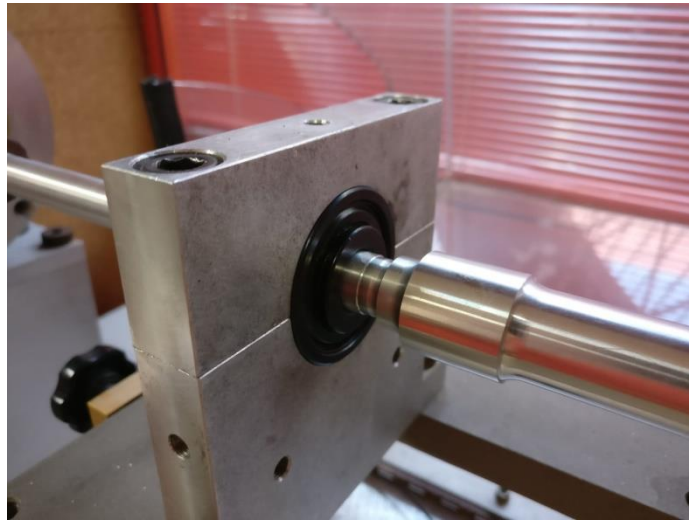


Figura 13. Foco potencial de holgura: elemento de sujeción del rodamiento

Otro posible foco de desarrollo de holgura mecánica en el banco de pruebas utilizado en este proyecto es en el acoplamiento del eje con el motor eléctrico. Al realizarse este acople por medio de elementos roscados, por la misma razón que en los elementos de sujeción de los rodamientos, puede desarrollarse un problema de holgura mecánica a lo largo de su funcionamiento (ver Figura 14). Dado que se precisa que los tornillos sean aflojados en cortos espacios de tiempo por razones de montaje y desmontaje del eje y de los demás componentes, la solución de aplicar en las roscas compuestos fijadores no se contempla para eliminar estos focos de holgura.

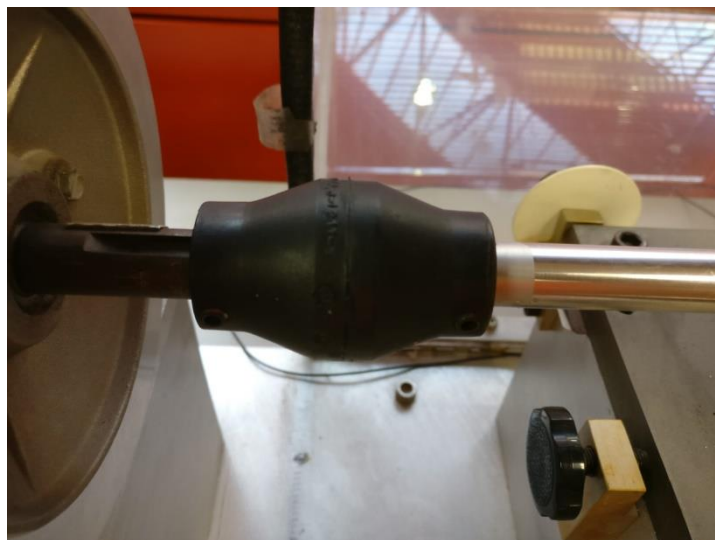


Figura 14. Foco potencial de holgura: acoplamiento motor-eje

3. MÉTODO EXPERIMENTAL

Antes de mostrar los resultados experimentales obtenidos, en este capítulo se expondrán cada uno de los dispositivos utilizados en el laboratorio para la realización de los ensayos. Además se expondrán distintas consideraciones que se tuvieron en cuenta en los ensayos, incluyendo los pasos seguidos para la realización de los mismos.

3.1. EJES ENSAYADOS

Los dos ejes utilizados para este estudio experimentales son ejes de ferrocarril reales mecanizados a escala para este proyecto. El plano de fabricación se adjunta al final de esta memoria (ver Anexo A).

Este proyecto en particular como ya es sabido se centra en el estudio de un caso de holgura entre el eje y el rodamiento. Para provocar la holgura en uno de los ejes se realizó un mecanizando de más en los apoyos del mismo, provocando una holgura de 0.5 milímetros.

3.2. EQUIPO UTILIZADO

Para la realización de los ensayos se ha utilizado un banco de pruebas del fabricante *SpectraQuest Inc*, en conjunto con otros distintos dispositivos que permiten transformar las vibraciones que experimenta el eje durante el ensayo a señales digitales para poder ser recogidas en un ordenador [23]. La Figura 15 muestra el equipo utilizado en este proyecto.



Figura 15. Equipo de ensayos

Este dispositivo está compuesto por los siguientes elementos principales:

- **MOTOR**

Es el encargado de proporcionar el movimiento rotatorio para ensayar el eje. Se trata de un motor trifásico de 745 vatios de potencia, con una velocidad máxima de giro de 6000 revoluciones por minuto, pudiendo mantenerla en intervalos cortos de tiempo. En este ensayo en particular, se alcanzará una velocidad de giro máxima de 3600 revoluciones por minuto, por lo que no se llegará al límite del motor (ver Figura 16) [23].



Figura 16. Motor eléctrico

- **ACOPLAMIENTO**

Este elemento ejerce de unión entre el eje de salida del motor con el eje que se quiere ensayar, permitiendo así la transmisión del par proporcionado por el propio motor (ver Figura 17). Como ya se ha puntualizado en el capítulo 2 dentro del apartado de holgura mecánica, el acoplamiento es un posible punto a estudiar de desalineación, tanto paralela como angular, además de la propia posible holgura por el afloje del elemento roscado que asegura el eje a ensayar.

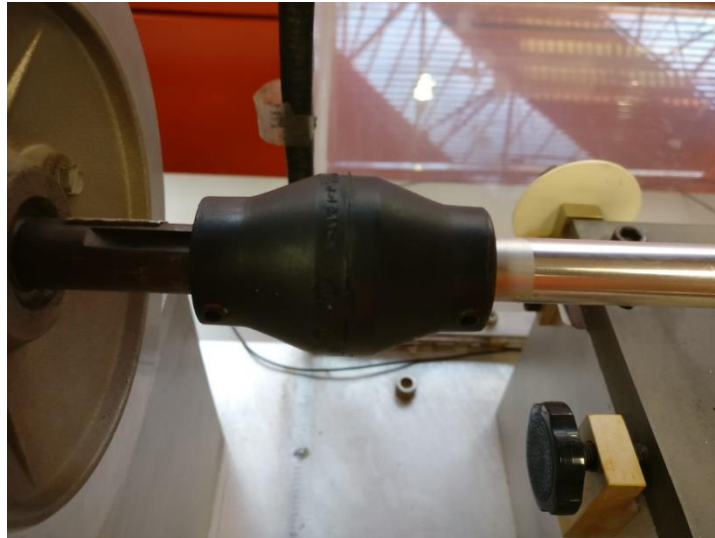


Figura 17. Acoplamiento motor - eje

- **RODAMIENTOS**

Para este ensayo se disponían de rodamientos de bolas, modelo ER10K del fabricante MB MANUFACTURING (ver Figura 18). Sus características se muestran en la Tabla 2:

DIÁMETRO EXTERIOR	46.990 [mm]
DIÁMETRO INTERIOR	15.875 [mm]
DIÁMETRO MEDIO	33.490 [mm]
NÚMERO DE BOLAS	8
DIÁMETRO DE LAS BOLAS	7.940 [mm]
ÁNGULO DE CONTACTO	0

Tabla 2. Especificaciones técnicas del rodamiento [24]



Figura 18. Rodamiento [24]

- **ELEMENTOS DE SUJECCIÓN**

Ejercen de soporte para los rodamientos. Sobre uno de los tornillos de este elemento se acopla el acelerómetro para medir las vibraciones (ver Figura 19), ya que la unión es magnética. Sus condiciones de montaje se detallarán más adelante. Como ya se ha comentado anteriormente, estos elementos son un foco potencial de desarrollo de holgura mecánica.



Figura 19. Elemento de sujeción del rodamiento

- **PANTALLA DE SEGURIDAD**

Ejerce de elemento de protección ante los peligros que genera el banco de pruebas durante su funcionamiento, como por ejemplo el de atrapamiento. Está equipada además con un sensor el cual apaga el motor cuando detecta la apertura de la misma (ver Figura 20).



Figura 20. Pantalla de seguridad

- **REGULADOR DE VELOCIDAD**

Como indica su propio nombre, este dispositivo permite al usuario modular el régimen de giro del motor eléctrico en hertzios. Además desempeña la función de puesta en marcha y parada del motor eléctrico.



Figura 21. Regulador de velocidad

Antes de poner en marcha el equipo se deben de tener en cuenta una serie de consideraciones en el siguiente orden: [25]

- Asegurarse que la pantalla de seguridad se encuentra cerrada. Una vez cerrada, se procede a pulsar el botón rojo “STOP” que se observa en la Figura 21.
- Antes de encender el motor, se debe de ajustar la frecuencia de rotación al mínimo valor para evitar que el motor empiece a girar regímenes de rotación elevados. Este ajuste se realiza con los dos botones centrales de ajuste grises que se observan en la Figura 21.
- Una vez ajustada la frecuencia al mínimo, se procede a encender el motor eléctrico por medio del botón verde “RUN” (ver Figura 21). En este momento es cuando se puede proceder a modular la frecuencia de giro a deseos del usuario.
- Para detener el motor una vez finalizado el ensayo se pulsa el botón rojo “STOP” (ver Figura 21).

3.3. OBTENCIÓN DE LOS DATOS. CADENA DE MEDIDA

Para la transformación de las vibraciones experimentadas por el eje a una información legible para su posterior análisis, son necesarios diferentes dispositivos anexos al banco de pruebas que serán enumerados a continuación (ver Figura 22). El orden de mención de todos los elementos se rige en base a su posición dentro de la cadena de medida. Se muestra además a continuación un esquema de la disposición de los dispositivos utilizados en el ensayo.

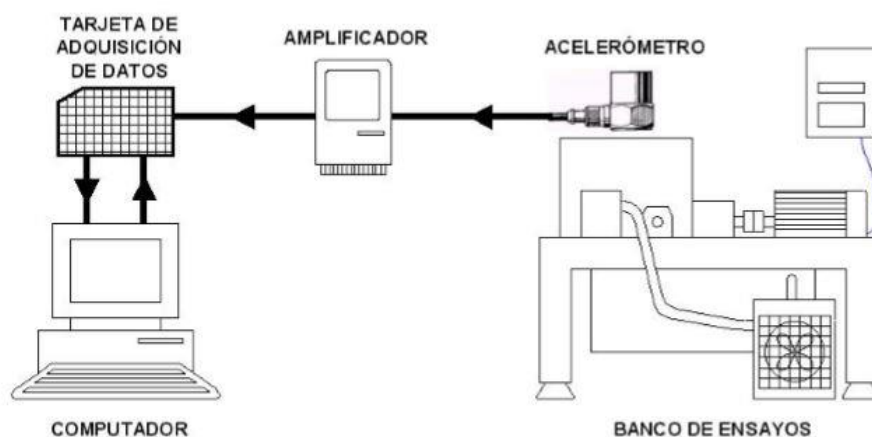


Figura 22. Esquema de la cadena de medida [18]

- **ACELERÓMETRO**

El acelerómetro se encarga de transformar las vibraciones sufridas por el eje en señales eléctricas analógicas proporcionales a los movimientos que experimenta [26]. En este ensayo en particular, el acelerómetro se acopla de manera magnética al elemento de sujeción de los rodamientos más alejado del motor (ver figura 23), con el fin de obtener una señal con el menor ruido posible. Se ha optado por ese emplazamiento en concreto ya que este proyecto en particular trata sobre el estudio de holgura mecánica entre el eje y los rodamientos como ya es sabido.



Figura 23. Acelerómetro

El acelerómetro utilizado en este estudio es de tipo piezoeléctrico. Su funcionamiento se basa en la deformación física de un material cristalino que posee en su interior, el cual está en contacto directo con la superficie en la que se encuentra acoplado (sin contar la carcasa protectora del propio acelerómetro). Estas deformaciones son alteraciones estructurales que a su vez se traducen en cambios en el comportamiento eléctrico de dicho material, generándose diferencias de potencial (ver Figura 24) [26].

Es importante mencionar además que las mediciones de este tipo de dispositivos dependen directamente de la temperatura de trabajo. Para la realización de este ensayo no se ha tenido en cuenta dado que se ha realizado en un entorno cerrado climatizado con una temperatura ambiente relativamente constante [27].

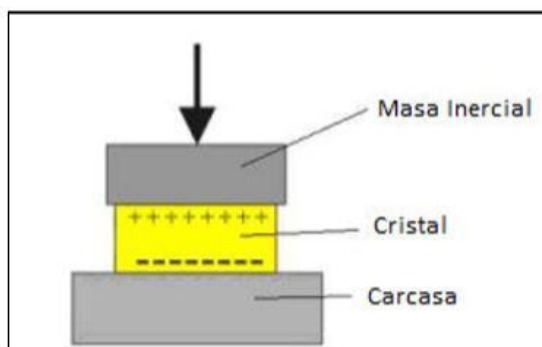


Figura 24. Esquema de un acelerómetro piezoeléctrico [26]

El acelerómetro utilizado para la recogida de datos en este estudio fue un BRÜEL & KJAER modelo 4383. Sus especificaciones técnicas se muestran a continuación en la tabla inferior (ver Tabla 3):

Sensibilidad de carga	$3.16 \pm 2\% \left[\frac{\text{pC}}{\text{ms}^{-2}} \right]$
Sensibilidad de tensión	$2.6 \left[\frac{\text{mV}}{\text{ms}^{-2}} \right]$
Sensibilidad transversal máxima	< 4 %
Resistencia de aislamiento a 20 grados	20 [GΩ]
Aceleración máxima	1.2 [kms ⁻²]
Rango de temperaturas de funcionamiento	(-74, 250) [C]
Frecuencia máxima de trabajo	8.4 [KHz]

Tabla 3. Especificaciones técnicas del acelerómetro [27]

• ACONDICIONADOR DE SEÑALES

Este dispositivo amplifica las señales generadas por el acelerómetro para su posterior procesamiento. El modelo del cual se dispuso en este proyecto fue un NEXUS 2693, del fabricante BRÜEL & KJAER (ver Figura 25).



Figura 25. Acondicionador de señales

Sus especificaciones técnicas se muestran a continuación en la tabla inferior (ver Tabla 4):

Ganancia del amplificador [mV/pC]	0.1 - 10000
Sensibilidad del transductor [C/ ms ⁻²]	10 ⁻¹⁹ – 10 ⁻⁶
Rango de frecuencia (-10%) [Hz]	Aceleración: 0.1 Hz - 100 KHz
	Velocidad: 1 Hz - 10 KHz
	Desplazamiento: 1 Hz - 1 KHz
Filtro paso bajo (-10%)	0.1, 1, 3, 10, 22.4, 30 o 100 KHz
Filtro paso alto (-10%)	Aceleración: 0.1, 1 o 10 Hz
	Velocidad: 1 o 10 Hz
	Desplazamiento: 1 o 10 HZ

Tabla 4. Especificaciones técnicas del acondicionador de señales [28]

Este acondicionador destaca por equipar un filtro anti-aliasing. Su modo de funcionamiento, como ya se ha explicado en el capítulo 2 dentro del apartado de la transformada rápida de Fourier, consiste en la eliminación de las frecuencias superiores a la mitad de la frecuencia de muestreo para proporcionar así una señal válida para su análisis [25].

- **PARÁMETROS INTRODUCIDOS EN EL ACONDICIONADOR**

Resulta importante mencionar diferentes parámetros que se tuvieron en cuenta para la recogida de datos. Entre ellos destaca la frecuencia de muestro elegida para estos ensayos. Elegir una frecuencia de muestreo adecuada es esencial para obtener señales vibratorias legibles para su análisis.

Como el filtro anti-aliasing del acondicionador máximo configurable es de 3 KHz, se eligió como frecuencia de muestro 6 KHz. Esta deliberación se justifica por medio del teorema de Nyquist [15], el cual estipula que para asegurar la reproducción exacta de una onda determinada que ha sufrido una conversión de analógica (captada por el acelerómetro) a digital, la frecuencia de muestreo debe ser al menos el doble de la frecuencia máxima de la señal antes de ser procesada [18]. Por lo tanto, gracias a la acción de este filtro, el acondicionador solo dejará pasar señales con frecuencias comprendidas entre 0.1 KHz según sus especificaciones y 3 KHz por el trabajo del propio filtro.

Otro dato de interés es la amplificación elegida. Para este caso en particular, se eligió la máxima amplitud permitida por el dispositivo, 10 mV/ms⁻². Se elige la máxima buscando la mayor precisión posible.

Cada señal está compuesta por un total de 16384 puntos. A su vez, el tiempo de muestreo, que no deja de ser la inversa de la frecuencia de muestreo, fue de 1/6000 segundos. Por último, se debe configurar conjuntamente el tiempo de adquisición a partir de los dos datos aportados anteriormente, que en este caso fue de 2.73 segundos. Esta cifra sale de multiplicar el número de puntos por el tiempo de muestreo.

Una vez establecidos estos datos, se puede proceder a la toma de datos.

• TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Este es el último dispositivo antes de poder procesar los datos en el ordenador. Se encarga de transformar la señal analógica procedente del acelerómetro a una señal digital, para que pueda ser procesada precisamente por el ordenador. Para este ensayo se disponía del modelo KSUB-3100 de la empresa KEITHLEY (ver Figura 26).



Figura 26. Tarjeta de adquisición de datos

En la Tabla 5 se muestran a continuación las características más destacadas de este dispositivo:

NÚMERO DE CANALES	16
RANGO DE VOLTAJE EN LA SALIDA	(-10,10) [V]
NÚMERO DE BITS	12

Tabla 5. Especificaciones técnicas de la tarjeta de adquisición de datos [29]

- **ORDENADOR**

Finalmente, la señal digital transformada por la tarjeta llega al ordenador por medio de una conexión física. Para este proyecto se disponía de un software denominado BTOOL (ver Figura 27) [30], el cual va ligado a un código formulado en MATLAB. Este programa procesa las señales recibidas para poder ser analizadas ya de manera definitiva.



Figura 27. Ordenador

Este software recoge los datos de manera automática a la orden del usuario. Solo es necesario configurar el número de ciclos de medida así como el tiempo que transcurre entre los ciclos, con el motivo de modular el número de muestreo y la exactitud en los datos deseada. Para cada uno de los ensayos realizados, se configuraron 100 ciclos para cada fase de muestreo (ver Figura 28). El número de ciclos elegidos afecta directamente a la precisión de las mediciones. Cuantos menos ciclos, mayor será el error. Para cuantificar el error que se asume con los 100 ciclos configurados se utiliza la siguiente expresión [31]:

$$Error = \sqrt{\frac{2}{N}} \quad [EC. 4]$$

Sustituyendo 100 ciclos en la expresión anterior, se obtiene un error del 14%.

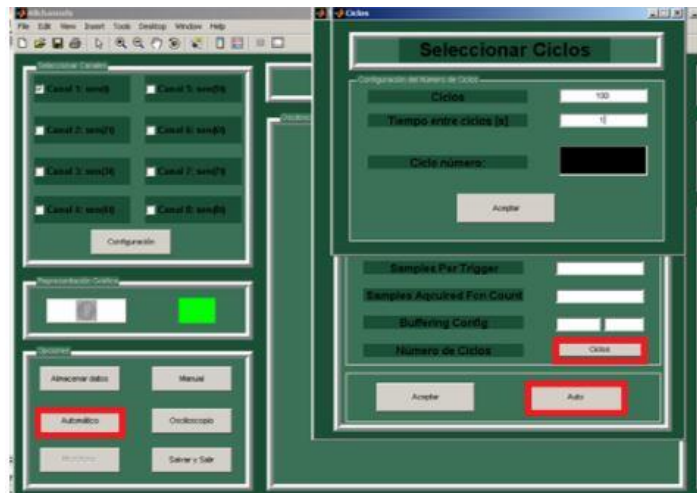


Figura 28. Captura de la interfaz de BTOOL

3.4. PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

Para este proyecto se disponía de dos ejes diferentes, uno de ellos sin holgura mecánica en su apoyo con los rodamientos y otro con una holgura premeditada. Se realizaron dos ensayos independientes a fin de comparar posteriormente los resultados obtenidos. Además, siguiendo esta filosofía, se simula un caso de mantenimiento predictivo como ya se ha apuntado, en la que se dispone de gráficas de espectros vibratorios que reflejan el correcto funcionamiento del sistema y por otra parte se obtienen datos en los que se detectarán problemas de holguras, como se mostrará más adelante.

La metodología que se siguió en la realización de este experimento fue someter a ambos ejes a tres velocidades de rotación diferentes en tres ensayos independientes, con el fin de realizar un estudio comparativo de tres parejas de gráficas por separado y así estudiar la evolución de los efectos de la holgura mecánica a distintas velocidades de giro, además de realizar la comparación entre el eje sano y el eje con holgura. Las frecuencias de rotación que se eligieron para este estudio fueron 20, 40 y 60 Hz. Como se ha comentado anteriormente en las especificaciones técnicas del motor, la velocidad máxima a la que se sometió al eje dista notablemente del régimen de giro máximo seguro del motor eléctrico, factor que se tuvo en cuenta a la hora de diseñar el plan de ensayo.

Se tuvieron en cuenta además otros diferentes factores para lograr la mayor homogeneidad de condiciones para los tres muestreos diferentes, a fin de evitar que posibles variables en el entorno pudieran perjudicar la comparación entre los tres ensayos y en definitiva, la validez de los resultados del experimento en conjunto.

Una de ellas fue el par de apriete de los elementos de sujeción de los rodamientos. Dado que en el momento del experimento no se disponía de herramientas dinamométricas en el aula de ensayo, el montaje del eje en el banco de pruebas se mantuvo hasta finalizar las tres mediciones. Esto es debido a que estos elementos de sujeción son un foco de desarrollo de posibles holguras mecánicas sujetas a estudio, y por ello se consideraron como un factor a tener en cuenta. Cabe recordar que el acelerómetro se acopló encima de uno de estos elementos, por lo que son las vibraciones de este elemento lo que iba a captar de manera más directa (ver Figura 29). Además es importante apuntar que el par de apriete aplicado para las mediciones del eje sano y las del eje con holgura no es el mismo debido precisamente a la carencia de herramientas dinamométricas, factor que se tendrá en cuenta en el análisis de los resultados como posible foco de holguras.

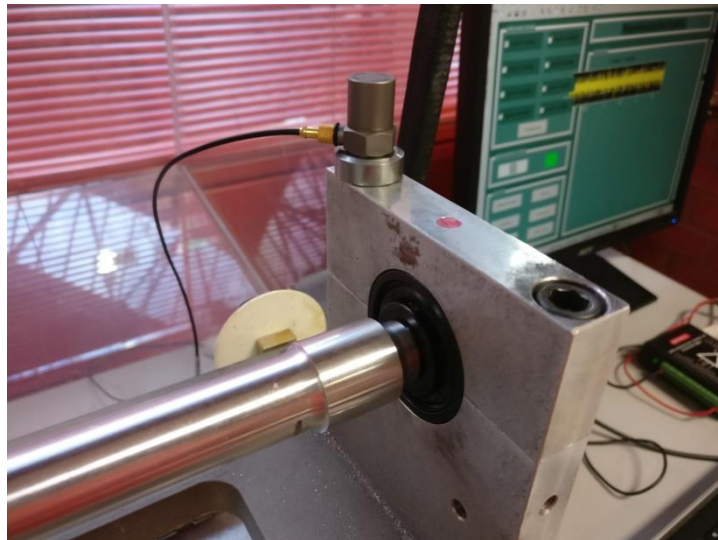


Figura 29. Posición de acople del acelerómetro

Otro factor a tener en cuenta, que ya ha sido apuntado anteriormente, es el lugar de acople del acelerómetro. El banco de pruebas utilizado dispone de dos elementos de sujeción para albergar en ellos un rodamiento cada uno. El acelerómetro fue emplazado en el soporte más alejado del equipo motriz, con el fin de minimizar la posible contaminación de los datos recogidos por el propio dispositivo al captar vibraciones propias del motor, variable la cual no es objeto de este estudio (ver Figura 29).

Y por último, con el fin de lograr una rotación a velocidad constante y obtener unos datos fiables, para cada uno de los ensayos se dejó al sistema en funcionamiento unos instantes antes de comenzar la recogida de datos, con el fin de que el sistema alcanzara un régimen de giro estacionario y evitar así las vibraciones propias de un motor durante su puesta en marcha, ya sea eléctrico o de combustión.

Siguiendo esta metodología y teniendo en cuenta todas estas consideraciones, fueron obtenidos los resultados de este experimento, los cuales serán expuestos y analizados a continuación. Antes se mostrará el plan de procedimiento en los ensayos realizados.

- **PASOS SEGUIDOS EN CADA ENSAYO**

Se enumeran a continuación cada uno de los pasos seguidos para cada uno de los ensayos experimentales realizados en el presente proyecto:

1. Una vez montado el eje en el banco, se debe comprobar todos los elementos roscados del sistema. Estos se encuentran en el acoplamiento que sirve de unión entre el eje de salida del motor eléctrico y el propio eje y por otro lado los cuatro tornillos que aseguran los elementos de sujeción de los rodamientos al banco de ensayos.
2. A continuación, se sitúa el acelerómetro en su emplazamiento. Se debe prestar atención en que el cable no entre en contacto con el eje para evitar averías en el dispositivo y distorsiones en las señales captadas.
3. Se procede al cierre de la pantalla de seguridad.
4. Una vez se ha asegurado el cierre de la pantalla, se puede proceder al encendido del motor. Para asegurar un encendido suave del mismo, se configura previamente una frecuencia de rotación inicial baja en el regulador de velocidad.
5. Una vez encendido se puede regular la frecuencia de rotación a gusto del usuario, teniendo siempre en cuenta el régimen de giro máximo que es capaz de ofrecer el motor de manera segura.
6. Una vez alcanzada la velocidad deseada, se deja funcionar el sistema unos segundos para alcanzar un régimen de giro estacionario óptimo para la toma de datos.
7. Ya habiendo configurado la toma de datos automática y el número de ciclos de medida en el software BTOOL, se inicia la toma de datos a través de esta misma herramienta.
8. Cuando el software nos alerta de la finalización de la toma de datos, se procede a la detención de la máquina de simulación.
9. Con los datos recogidos, se pasa ahora a procesarlos en el código MATLAB proporcionado, obteniendo así las gráficas vibratorias en el dominio de la frecuencia definitivas para ser analizadas posteriormente.

4. RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación, se exponen los resultados obtenidos a partir de los ensayos realizados. Serán expuestos de menor a mayor velocidad de rotación, incluyendo tanto los pertenecientes al eje con holgura como sin ella.

Como ya es sabido, estos resultados serán plasmados en gráficas en el dominio de la frecuencia, representada en el eje de las abscisas en un intervalo de cero a quinientos hertzios. Este intervalo ha sido determinado de manera que se lograra la mejor lectura de los patrones vibratorios.

Por otro lado, en el eje de las ordenadas, se representan los valores de la densidad de energía espectral (PSD). Los valores elegidos de este eje variarán dependiendo de la velocidad de rotación ya que, como se verá más adelante, los valores de la densidad de energía espectral varían notablemente entre los diferentes ensayos. De nuevo cada una de las escalas en este eje ha sido elegida buscando la legibilidad de los datos óptima.

4.1. GRÁFICAS PSD OBTENIDAS

Estos son los resultados obtenidos tras el procesamiento de las señales, los cuales serán analizados más adelante. En las figuras que se muestran a continuación engloban los resultados de los seis ensayos realizados (los dos ejes ensayados a tres frecuencias distintas).

Se incluye a continuación las figuras referenciadas por orden de aparición. Las figuras 30 y 31 corresponden a los ensayos a 20 Hz del eje sano y con holgura respectivamente. Las figuras 32 y 33 pertenecen a los ensayos realizados a 40 Hz del eje sano y con holgura respectivamente. Y de la misma manera, las figuras 34 y 35 reflejan los resultados obtenidos en los ensayos a 60 Hz del eje sano y del eje con holgura respectivamente.

- Resultados a 20 Hz

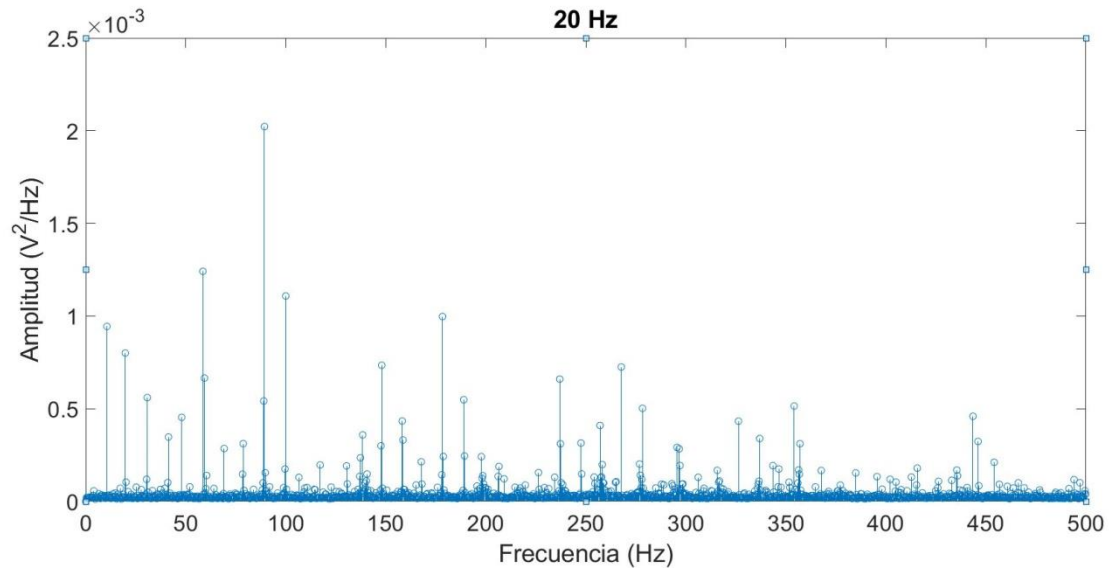


Figura 30. Gráfica PSD 20 Hz eje sano

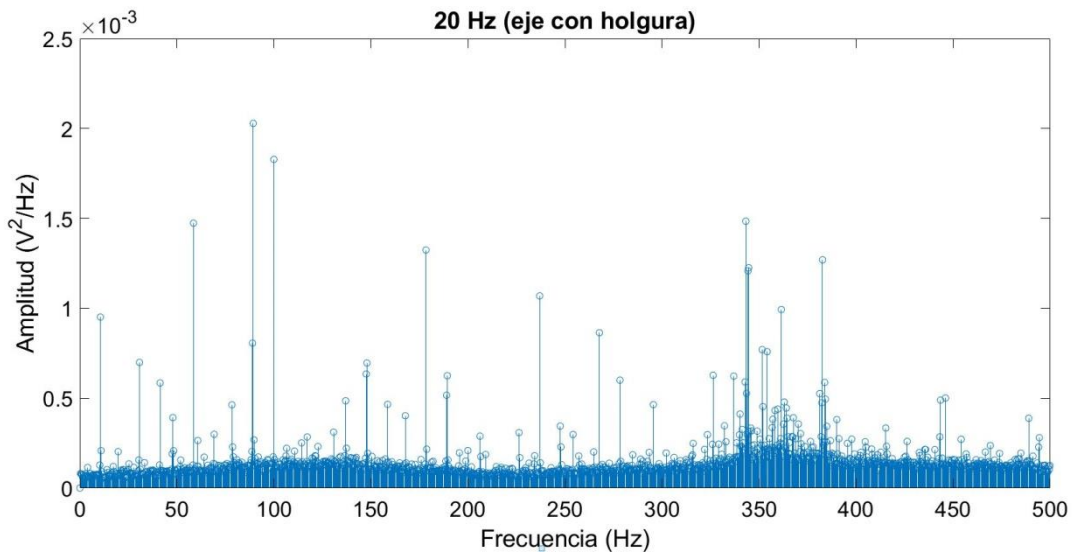


Figura 31. Gráfica PSD 20 Hz eje con holgura

- Resultados a 40 Hz

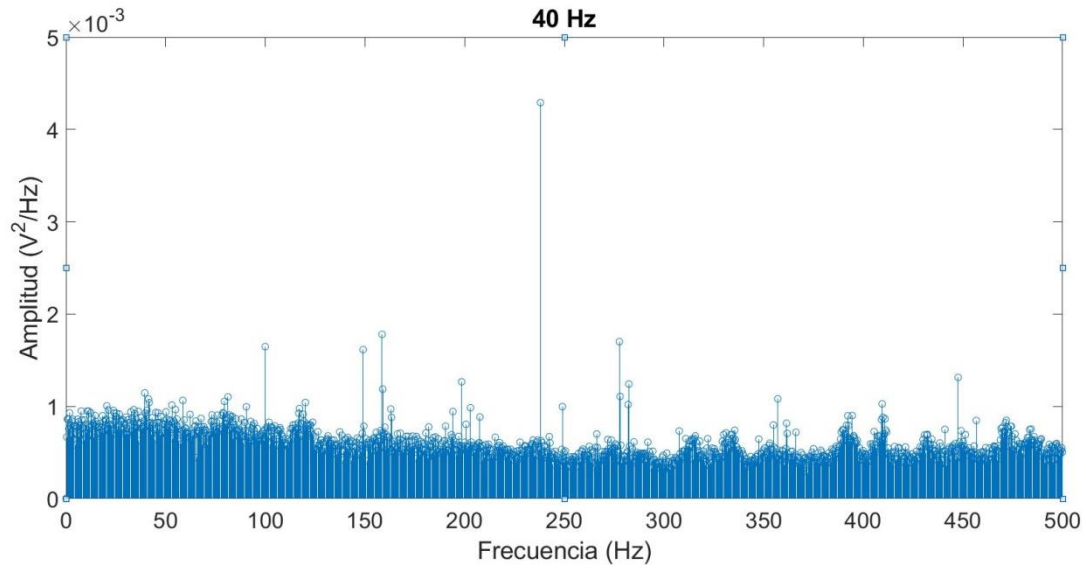


Figura 32. Gráfica PSD 40 Hz eje sano

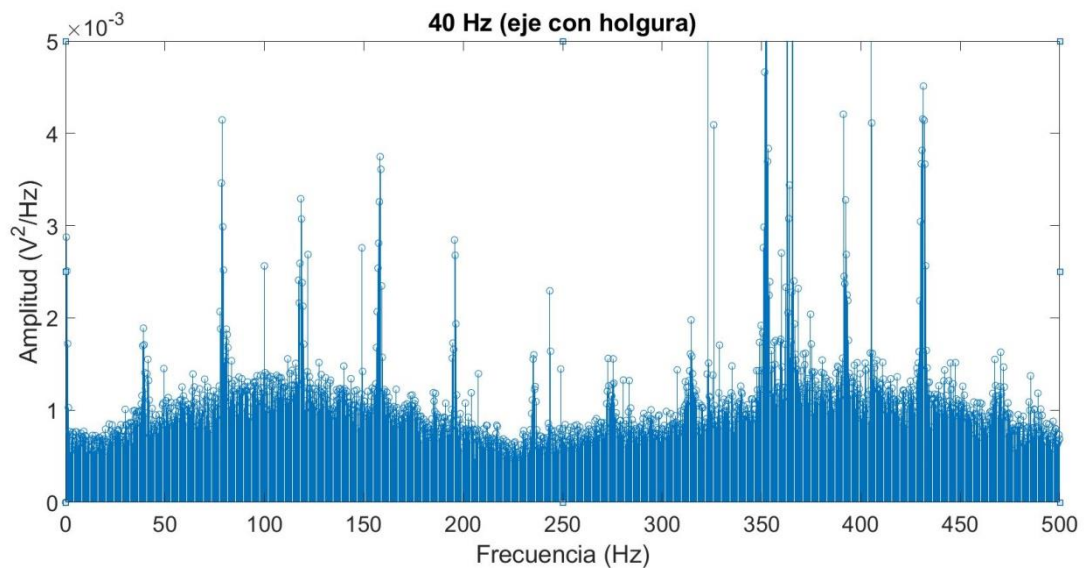


Figura 33. Gráfica PSD 40 Hz eje con holgura

- Resultados a 60 Hz

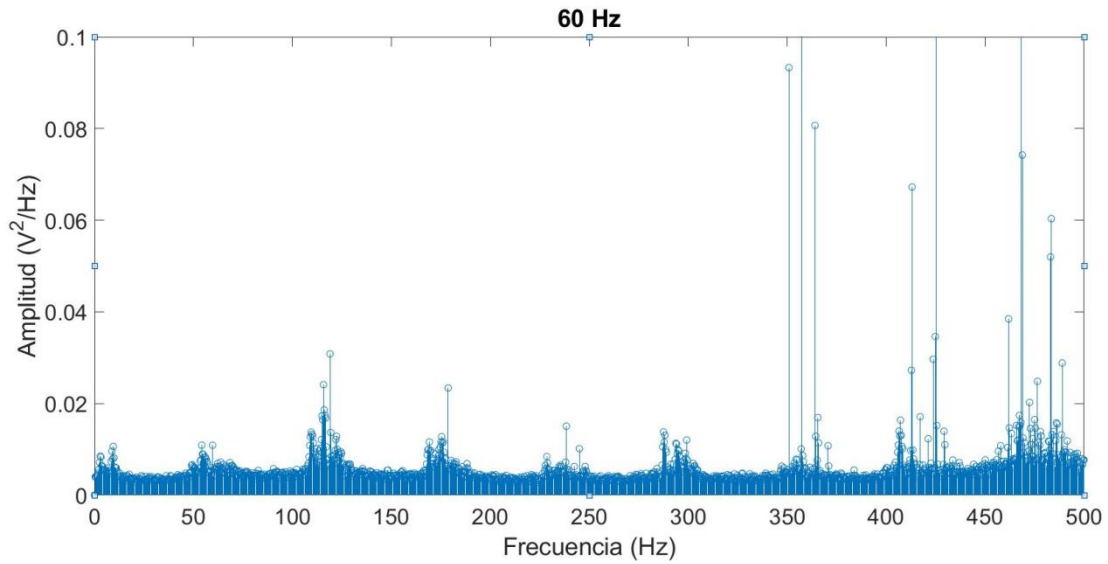


Figura 34. Gráfica PSD 60 Hz eje sano

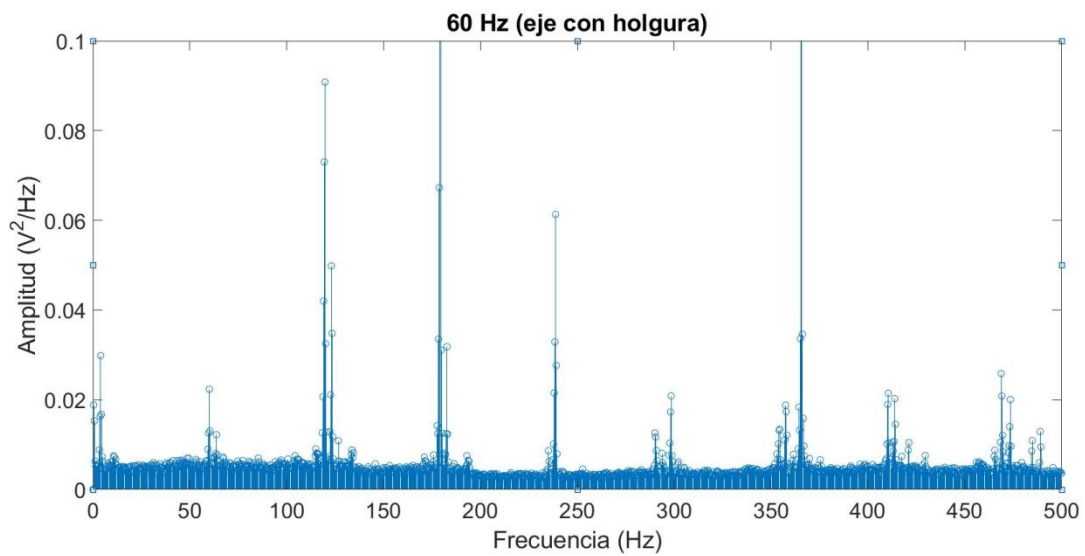


Figura 35. Gráfica PSD 60 Hz eje con holgura

4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se procederá a analizar los resultados dispuestos en el apartado anterior, a fin de identificar en las gráficas PSD los armónicos característicos de un elemento rotativo con problemas de holgura mecánica en sus apoyos. Como ya se ha explicado, este análisis se basa en un ejercicio de comparación con las vibraciones características de un eje sin holgura, tal y como se procedería en una labor de mantenimiento predictivo.

A continuación, se recuerda la morfología típica de una gráfica PSD de un elemento rotativo con holgura mecánica (ver Figura 36).

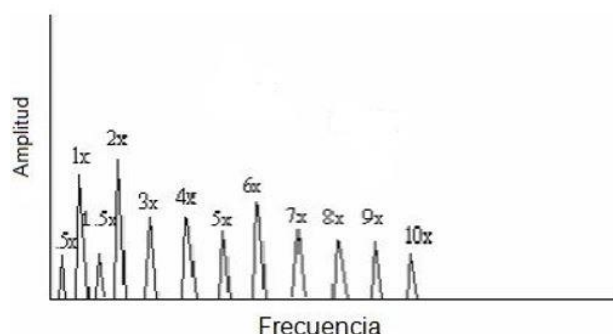


Figura 36. Espectro simplificado típico de holgura mecánica [20]

Como se observa en la figura superior, las gráficas PSD de elementos con holgura mecánica se caracterizan por múltiples picos de energía en todo el espectro de la frecuencia. Entre todos ellos, son los armónicos en la frecuencia de velocidad de giro y en su doble los que más destacan sobre el resto (ver figura 36). Por lo tanto, el procedimiento a seguir en este estudio comparativo va a ser obtener los valores de dichos picos en las gráficas del eje sano y del eje con holgura mecánica.

Se comenzará realizando estudios comparativos independientes para cada velocidad de rotación y se finalizará comparando las tres velocidades en conjunto para estudiar la evolución de los síntomas de holgura mecánica al aumentar la velocidad de rotación.

- Estudio a 20 Hz

Se procede a continuación a analizar las gráficas obtenidas a una frecuencia de rotación de 20 Hertizios, tanto para el eje sano como para el que sufre holgura mecánica. Se muestra abajo las dichas gráficas en un espectro que abarca hasta los 200 Hz (10 veces la velocidad de rotación). En ambas se destacan en color rojo los armónicos pertenecientes a las frecuencias: x1rpm, x2rpm, x3rpm, x4rpm, x5rpm, x6rpm, x7rpm, x8rpm, x9rpm y x10rpm (ver figuras 37 y 38).

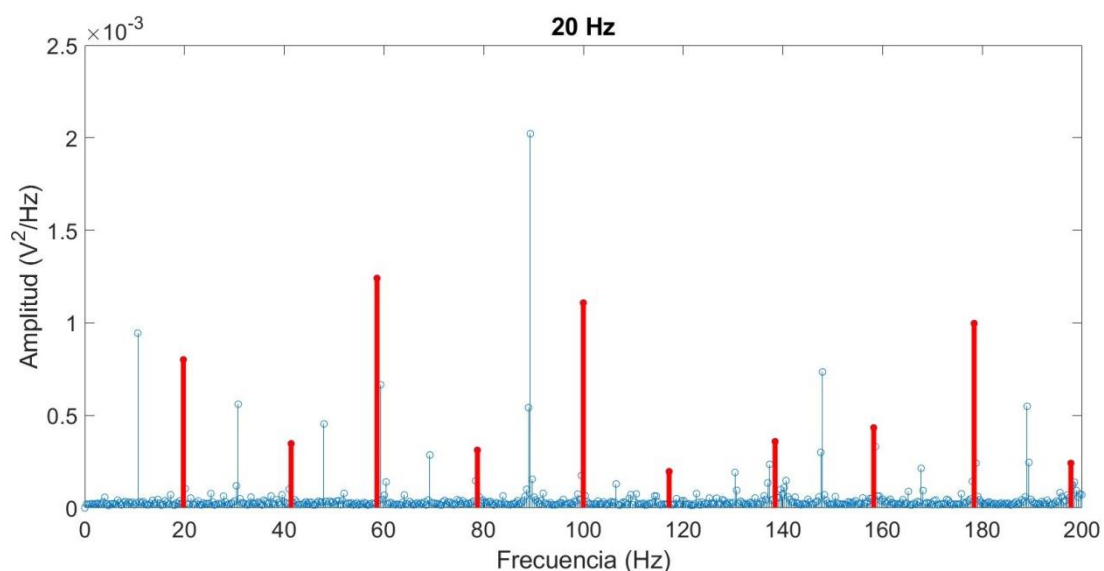


Figura 37. Gráfica PSD 20 Hz armónicos eje sano

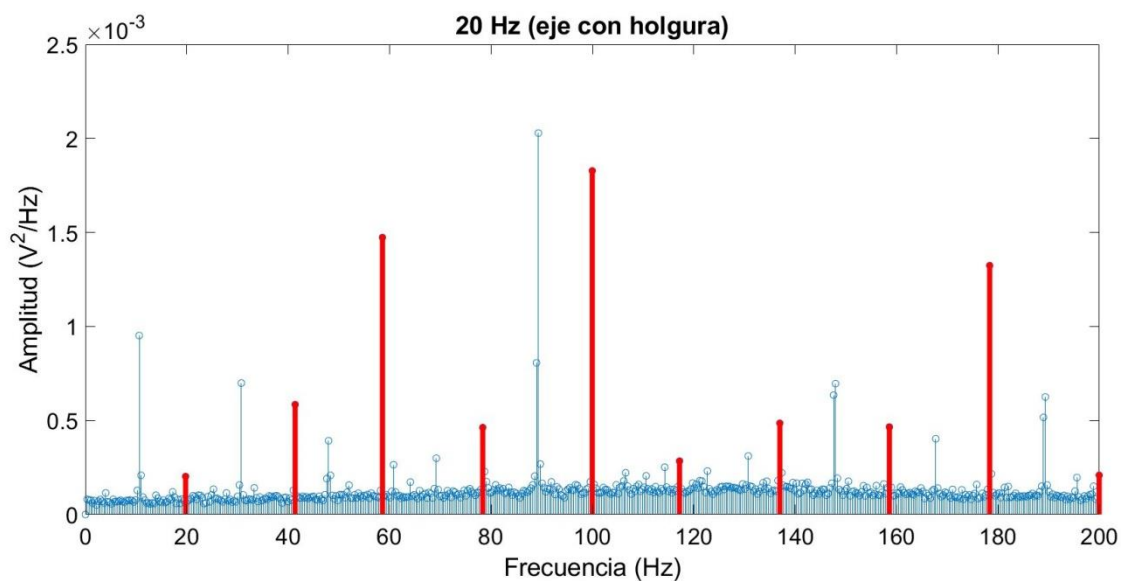


Figura 38. Gráfica PSD 20 Hz armónicos eje con holgura

Es importante recordar que la presencia de picos de energía en la gráfica perteneciente al eje sano no es indicación que dicho eje este sufriendo algún tipo de fallo. Son las vibraciones típicas que tiene durante su funcionamiento y que sirven para compararlas cuando realmente este desarrollando un posible fallo, como es holgura mecánica en este caso como se observa en la figura inferior a esta.

A simple vista, fijándose en los mencionados picos de energía, no se puede determinar con total certeza el problema de holgura mecánica que está experimentando el eje. Se observa que son gráficas muy similares en este aspecto (ver figuras 39 y 40).

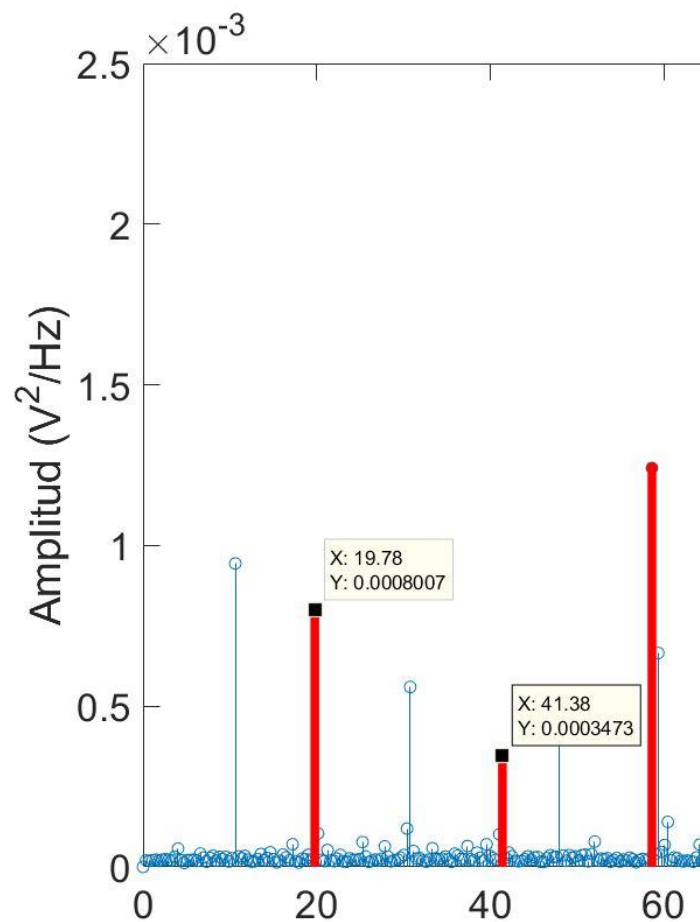


Figura 39. Detalle armónicos eje sano a 20 Hz

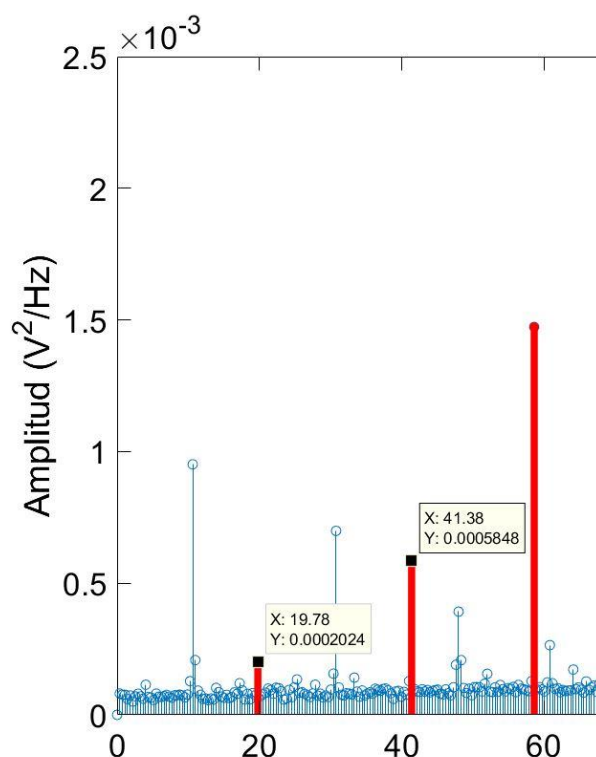


Figura 40. Detalle armónicos eje con holgura a 20 Hz

Si focalizamos el estudio en los dos primeros armónicos, los pertenecientes a la frecuencia de rotación y al doble de la misma (Figuras 39 y 40), se observa que para 20 Hz el valor de la densidad espectral de energía es mayor en el eje sano. Sin embargo, para la frecuencia de 40 Hz, la tendencia se invierte siendo mayor el valor del eje con holgura.

Volviendo al análisis de las figuras 37 y 38, se observa claramente una mayor captación de ruido en la gráfica del eje con holgura con respecto a la perteneciente al eje sano. Esto es un claro indicativo de un problema de holgura mecánica.

Además, se puede observar a simple vista un notable aumento de los armónicos de las frecuencias de 60 Hz (x3rpm), 100 Hz (x5rpm) y 180 Hz (x9rpm), aunque estos tienen menos relevancia en cuanto al diagnóstico de holgura mecánica (ver figuras 37 y 38).

Veamos ahora el comportamiento de los ejes doblando la frecuencia de rotación a 40 Hz.

- **Estudio a 40 Hz**

De nuevo se muestran las gráficas PSD obtenidas a partir de los ensayos a 40 Hz. Al igual que para el estudio a 20 Hz, se marcan en las figuras 41 y 42 en color rojo los armónicos pertenecientes a x1rpm, x2rpm, x3rpm, x4rpm, x5rpm, x6rpm, x7rpm, x8rpm, x9rpm y x10rpm. En este caso, en el eje de las abscisas, llega hasta los 400 Hz (10 veces la frecuencia de rotación) (ver Figuras 41 y 42).

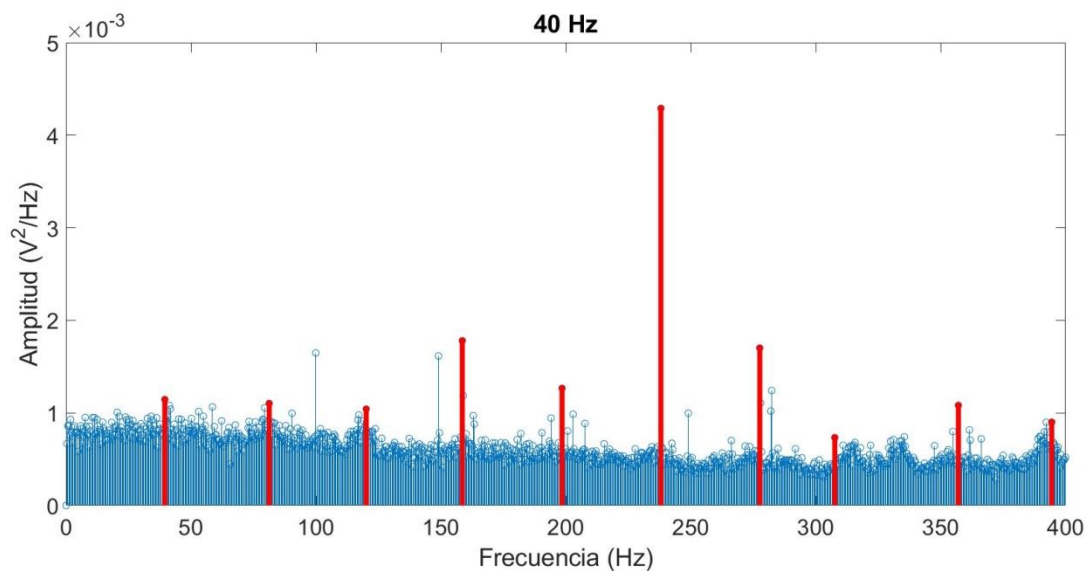


Figura 41. Gráfica PSD 40 Hz armónicos eje sano

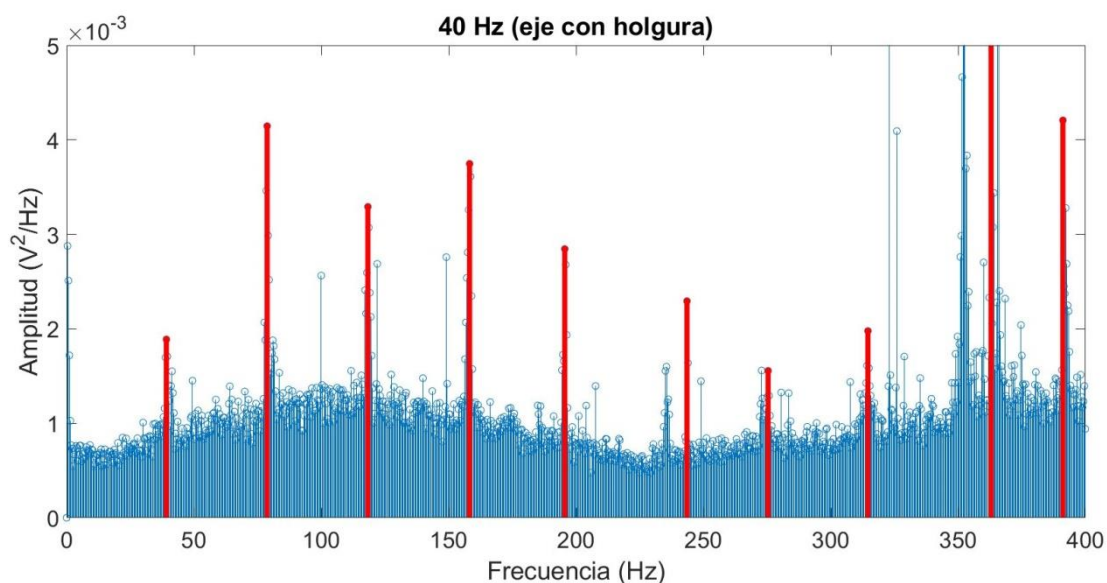


Figura 42. Gráfica PSD 40 Hz armónicos eje con holgura

Al contrario que con los resultados obtenidos en los ensayos a 20 Hz, en este caso sí que se puede detectar el problema de holgura mecánica a simple vista prestando atención a los valores de los picos de energía destacados en las figuras 41 y 42. Si se presta atención a los armónicos pertenecientes a velocidades x1rpm y x2rpm (ver Figuras 43 y 44), se confirma un notorio aumento de PSD entre los valores pertenecientes al eje sano y al eje con holgura mecánica.

Además, al igual que en el ensayo a 20 Hz, se puede identificar fácilmente el problema de holgura mecánica basándose en la mayor presencia de ruido en comparación a la gráfica obtenida a partir del ensayo del eje sano (ver Figuras 41 y 42).

Pese a que en la figura 42 se observa un pico en el armónico alrededor de 360 Hz, no goza de tanta importancia como los primeros armónicos dado que pertenece a una frecuencia lejana a la de rotación, por lo que su magnitud no es relevante.

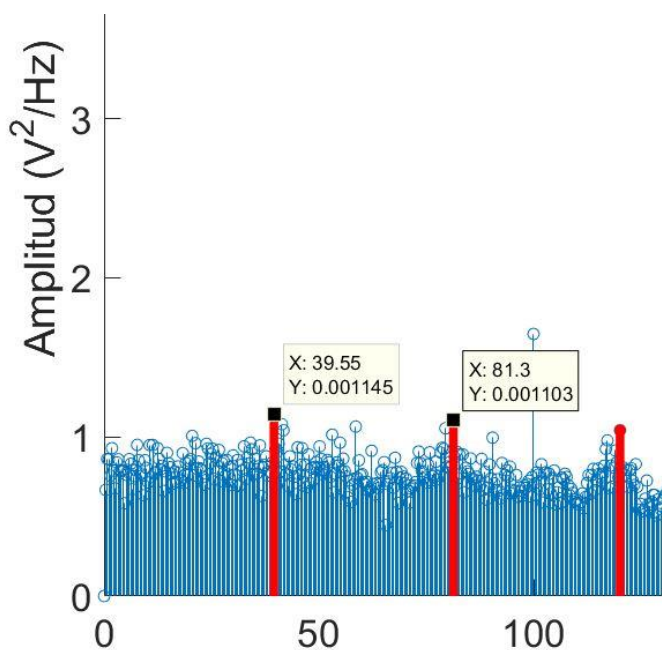


Figura 43. Detalle armónicos eje sano a 40 Hz

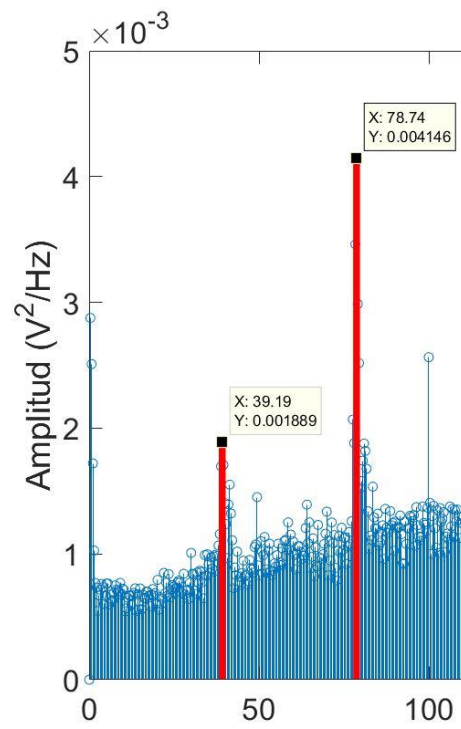


Figura 44. Detalle armónicos eje con holgura a 40 Hz

- Estudio a 60 Hz

Se procede a continuación al análisis de las gráficas PSD obtenidas a partir de los datos recabados a 60 Hz. Al igual que en los dos anteriores, se vuelven a destacar en color rojo los armónicos pertenecientes a x1rpm, x2rpm, x3rpm, x4rpm, x5rpm, x6rpm, x7rpm, x8rpm, x9rpm y x10rpm (ver Figuras 45 y 46).

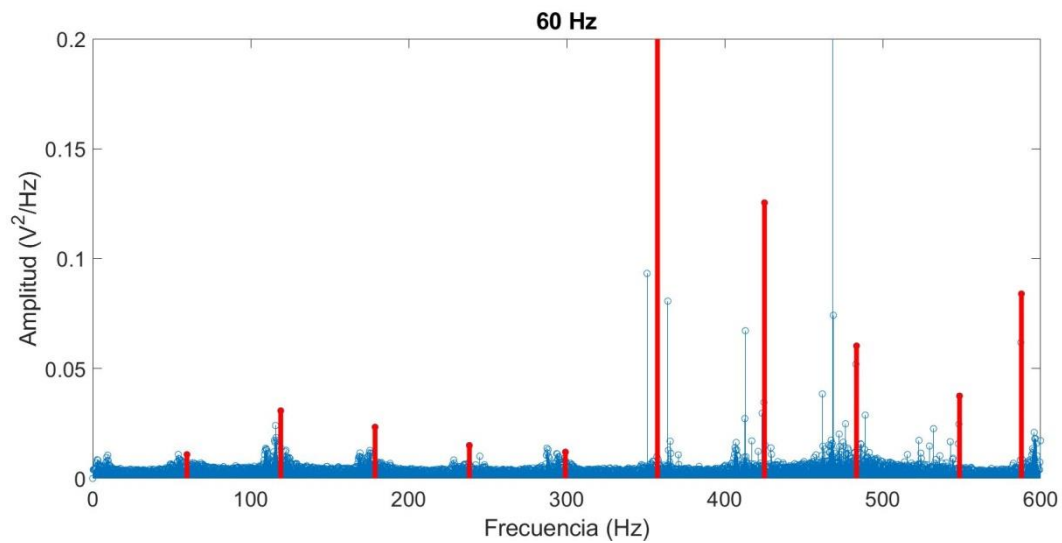


Figura 45. Gráfica PSD 60 Hz armónicos eje sano

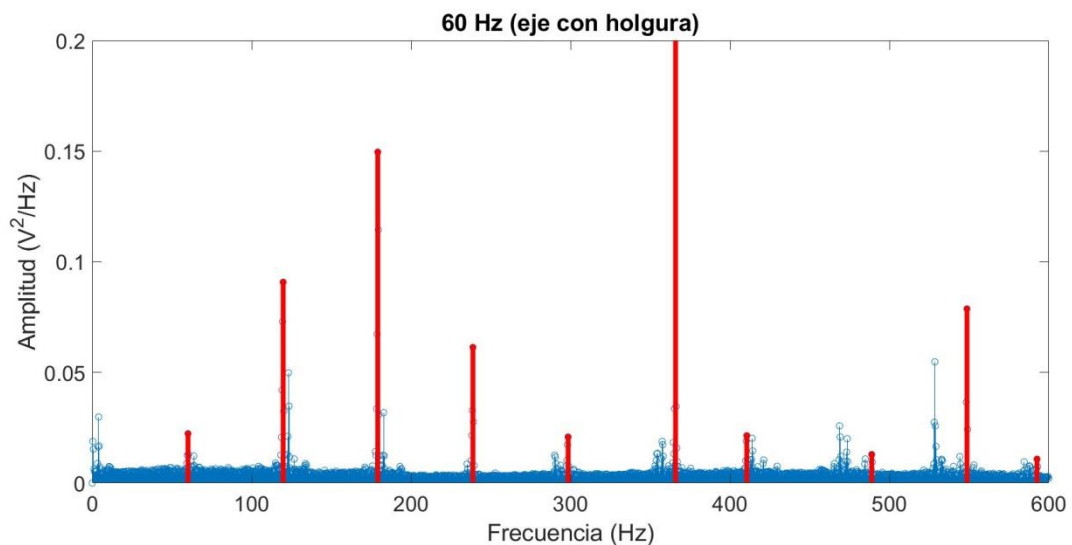


Figura 46. Gráfica PSD 60 Hz armónicos eje con holgura

En este caso, comparando las figuras 45 y 46, no podemos determinar el problema de holgura comparando el nivel de ruido captado por el acelerómetro. En las figuras 47 y 48 que se muestran a continuación se puede observar de manera más clara este fenómeno. Nótese que el valor de la PSD en ambas gráficas se mantiene relativamente constante entre los armónicos, obteniéndose una señal mucho más limpia que en las frecuencias de rotación anteriormente ensayadas.

De nuevo, al igual que en el ensayo a 40 Hz, se observan en las señales tanto del eje con holgura como el eje sano (ver Figuras 45 y 46) una serie de armónicos que se salen del gráfico, a una frecuencia también de 360 Hz. De nuevo, al no ser de los primeros armónicos cercanos a la frecuencia de rotación, su magnitud carece de importancia.

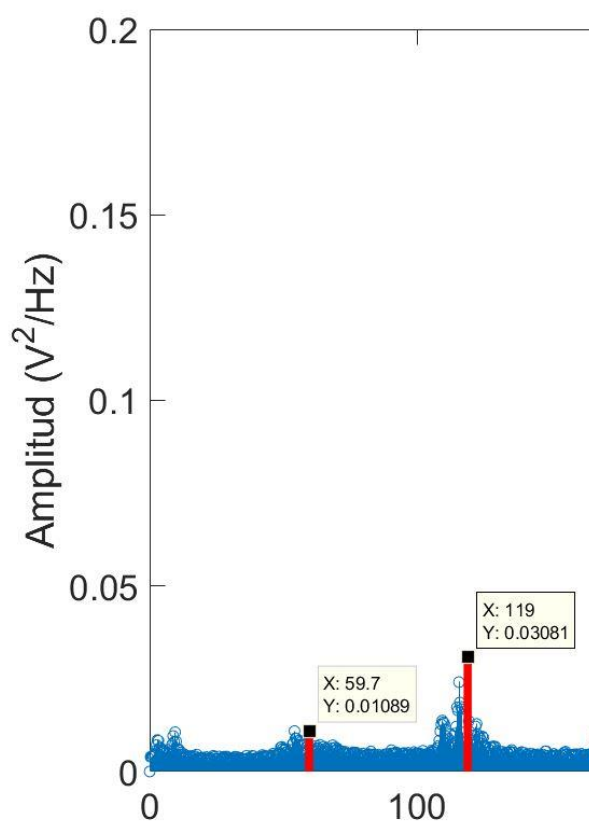


Figura 47. Detalle armónicos eje sano a 60 Hz

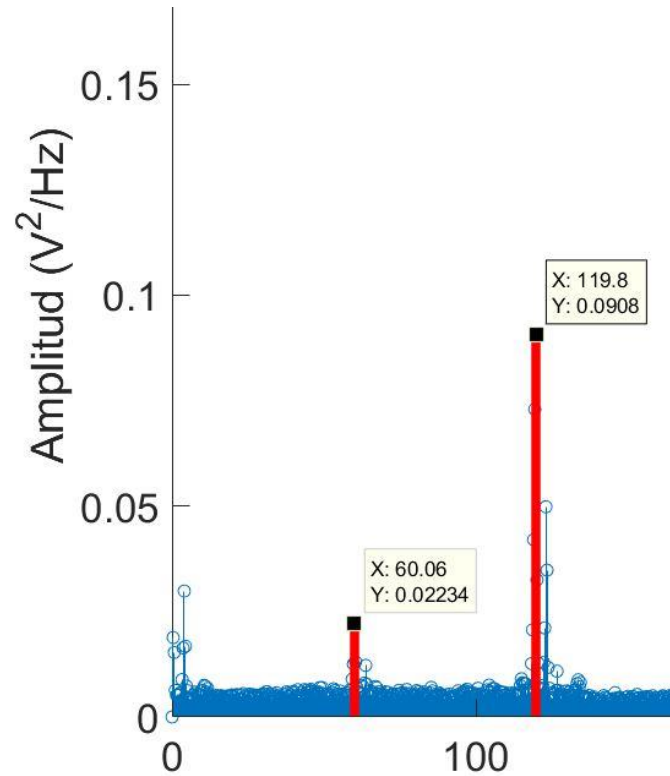


Figura 48. Detalle armónicos eje con holgura a 60 Hz

Podemos identificar sin embargo el problema de holgura mecánica observando los valores que toman los dos primeros armónicos pertenecientes a las frecuencias de 60 Hz ($\times 1rpm$) y 120 ($\times 2rpm$), que como ya es sabido son los más relevantes dentro de la forma típica de una gráfica PSD de holgura mecánica. Se observa un aumento importante de densidad espectral de energía especialmente en el segundo armónico (comparar figuras 47 y 48).

5. PRESUPUESTO

Antes de entrar en materia, se va a proceder a continuación a realizar un recuento de los costes económicos que ha supuesto la realización de este proyecto de investigación. Los costes van enfocados partiendo de que no se dispone de ninguno de los dispositivos necesarios desde un primer momento.

Se incluye de este sumatorio el coste de personal. Fueron necesarias 2 horas aproximadamente entre la preparación y la recogida de todos los datos que conforman el ensayo. Por otro lado, se incluirá el coste personal para la mecanización de los dos ejes ya que en este caso se recurrió a terceros.

ELEMENTO	COSTE
Operario	60 €
Materia prima	50 €
Mecanización de los ejes	30 €
Banco de ensayos	14500 €
Acelerómetro	900 €
Acondicionador de señales	300 €
Tarjeta de adquisición de datos	250 €
Licencias de software	0 €

Tabla 6. Presupuesto del proyecto [6]

Realizando el sumatorio de los costes expuestos en la tabla 6, se obtiene un coste total de 16090 €. Las licencias de software no supusieron coste alguno ya que se disponía de versiones académicas.

Por otro lado, teniendo en cuenta que para la realización de este proyecto la Universidad Carlos III de Madrid ya disponía de todos los dispositivos necesarios, se va a realizar un segundo recuento económico teniendo en cuenta las depreciaciones de los mismos. Para simplificar los cálculos, se supondrá que la duración total de los ensayos fue de un mes exacto, tal cual se mostraba anteriormente en el diagrama de Gantt en el primer capítulo de esta memoria (ver tabla 1).

ELEMENTO	COSTE	TIEMPO DE UTILIZACIÓN	PERIODO DE DEPRECIACIÓN	AMORTIZACIÓN
Banco de ensayos	14500 €	1 mes	60 meses	241.66 €
Acelerómetro	900 €	1 mes	60 meses	15 €
Acondicionador de señales	300 €	1 mes	60 meses	5 €
Tarjeta de adquisición de datos	250 €	1 mes	60 meses	4.16 €
Ordenador personal	700 €	3 meses	60 meses	35 €

Tabla 7. Costes de utilización del equipo

Los costes de amortización expuestos en la tabla 7, se han calculado teniendo en cuenta un periodo total de 60 meses de depreciación y un mes de utilización tal y como se ha apuntado anteriormente. En el caso del ordenador personal, contando tanto con el procesamiento de datos como para la realización de esta memoria, se ha estimado 3 meses como tiempo de utilización total. La ecuación utilizada para calcular los costes de amortización es la siguiente:

$$C_{amortización} = \frac{T_{utilización}}{T_{depreciación}} \times COSTE \quad [EC. 5]$$

Sumando los costes de amortización de la tabla 7, se obtiene un total de 300.82 €. Por otro lado, sumando los costes del material y los de personal llega a un coste total del proyecto de 440.82 €.

COSTE TOTAL DEL PROYECTO	440.82 €
---------------------------------	-----------------

6. CONCLUSIONES Y FUTUROS PROYECTOS

Se han expuesto los resultados obtenidos a partir de los ensayos del eje sano y el eje con holgura mecánica a distintas frecuencias de rotación en forma de gráficas PSD.

A continuación se expondrán las conclusiones a las que se han llegado a partir del análisis de los resultados experimentales obtenidos en los ensayos, incluyendo además un análisis comparativo entre las tres medidas distintas. Se propondrán además posibles vías de continuación de este proyecto de investigación que ayuden a dar más luz sobre las técnicas de mantenimiento predictivo.

Los resultados expuestos en el capítulo anterior muestran, de manera más o menos directa dependiendo de la velocidad, el caso de holgura mecánica que sufría el eje en sus apoyos en los rodamientos.

Se ha podido observar que para velocidad relativamente bajas, 20 Hz en el caso de este ensayo, la identificación del fallo de holgura se determinó a partir de la mayor captación de ruido por el acelerómetro en el eje con holgura en comparación con el sano, como se observaba en las figuras 30 y 31.

Aumentando la velocidad de rotación hasta los 40 Hz, todavía era identificable el problema de holgura mecánica a partir de la lectura del ruido entre armónicos, aunque de manera menos clara que en el ensayo previo a 20 Hz. Comparando las figuras 30 y 31 pertenecientes a los ensayos a 20 Hz con las figuras 32 y 33, correspondientes a los ensayos a 40 Hz, se observa un aumento de la intensidad del ruido. Sin embargo, en algunas zonas del espectro de frecuencia, la amplitud de energía de dicho ruido no variaba con respecto a las medidas del eje sano, incluso llegando a ser menor en frecuencias inferiores a 40 Hz.

Atendiendo por último a las medidas obtenidas a 60 Hz, se pudo observar que la comparación de la intensidad del ruido captada por el dispositivo de medida deja de ser un criterio para la determinación del problema de holgura mecánica. Se vio en el capítulo anterior que, comparando las figuras 34 y 35, pertenecientes a los ensayos a 60 Hz, no se observaban diferencias suficientemente importantes como para identificar el problema de holgura.

Por lo tanto, con base en los resultados obtenidos en este experimento, se puede considerar que el nivel de ruido captado por el acelerómetro disminuye a medida que aumenta la velocidad de rotación del eje (ver figura 49).

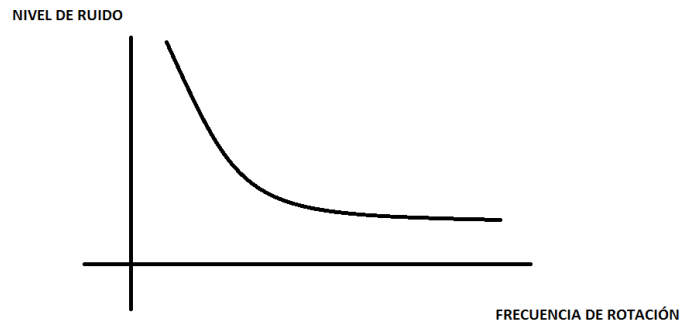


Figura 49. Relación nivel de ruido vs frecuencia de rotación

Por otro lado, centrando el análisis en la legibilidad de los armónicos como criterio para la determinación del problema de holgura mecánica, se observa comparando las tres velocidades de este ensayo que la tendencia es completamente opuesta a la del criterio del ruido captado.

Como se pudo comprobar en el capítulo anterior, a frecuencia de rotación de 20 Hz no se pudo identificar el problema de holgura mecánica atendiendo a los picos de PSD a lo largo de los armónicos característicos de dicho fallo. Sin embargo, en los ensayos a 40 y 60 Hz, si se pudo diagnosticar con certeza el fallo de holgura mecánica basándose en los picos de energía, especialmente en el ensayo a 60 Hz.

Por los resultados obtenidos en este estudio, se puede afirmar por tanto que el método de la lectura de armónicos para diagnosticar el problema de holgura mecánica en este caso, gana fiabilidad aumentando la velocidad de rotación de eje.

Es importante también recordar los valores de la densidad espectral de energía (PSD) que se alcanzan en cada uno de las tres velocidades de rotación. Se observa claramente un aumento de carácter exponencial del valor medio de la PSD conforme se incrementa la velocidad de rotación del eje. Nótese la escala seleccionada en el eje de las ordenadas para que pudieran ser legibles las gráficas de vibraciones en cada uno de los ensayos distintos (ver figuras 30-31, 32-33 y 34-35).

Por tanto, a partir de los resultados obtenidos en este proyecto, se puede afirmar que el valor medio de la densidad espectral de energía aumenta exponencialmente con la velocidad del elemento rotativo en cuestión (ver figura 50).

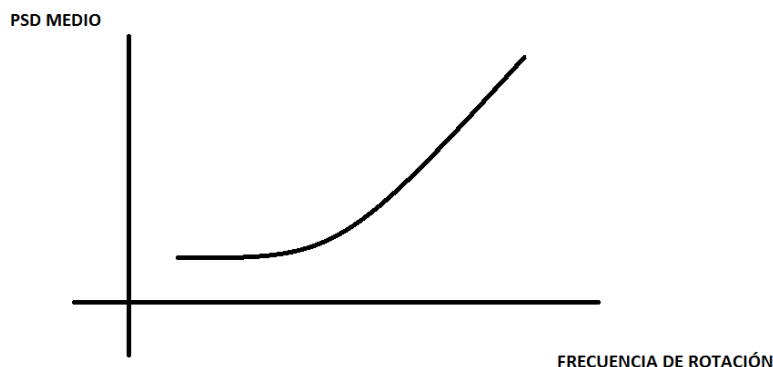


Figura 50. Relación PSD medio vs frecuencia de rotación

- **FUTUROS PROYECTOS**

A partir de los resultados obtenidos en este estudio experimental y su análisis, se abren múltiples líneas de continuación del mismo. El proyecto consecutivo más directo sería practicar desbastes progresivos a los apoyos del eje para aumentar la magnitud de la holgura mecánica. De esta manera se podría complementar el análisis presente con datos experimentales adicionales y estudiar la evolución de los efectos de la holgura mecánica en las señales vibratorias procesadas.

Además, esta información se podría complementar aumentando el abanico de frecuencias de rotación ensayadas para así analizar con mayor precisión la evolución de los efectos de la holgura mecánica con respecto a la velocidad de giro del eje.

Otra línea de complementación interesante de este proyecto es inducir algún otro tipo de defecto al eje con holgura ensayado, como por ejemplo un desequilibrio por medio de la retirada de material en alguna sección del eje. Otro defecto complementario podría ser también la utilización de rodamientos defectuosos.

Como se puede ver, existen múltiples alternativas en las que los resultados obtenidos en este proyecto son útiles para las mismas ya que, como ya es sabido, el mantenimiento predictivo es uno de los pilares de los procesos industriales y sus líneas de investigación son por tanto innumerables.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Página Web de monografías, el mantenimiento industrial
<https://www.monografias.com/trabajos101/el-mantenimiento-industrial/el-mantenimiento-industrial.shtml>
Último acceso: julio 2018
- [2] Página Web de Emerson, condition monitoring
<https://www.emerson.com/en-us/automation/asset-management/asset-monitoring/condition-monitoring>
Último acceso: septiembre 2018
- [3] Página Web de Ingeniería del mantenimiento, mantenimiento predictivo
<http://ingenieriadelmantenimiento.com/index.php/26-articulos-destacados/19-mantenimiento-predictivo>
Último acceso Julio 2018
- [4] Página Web del BOE
<https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-1997-17824>
Último acceso: septiembre 2018
- [5] Página Web del BOE
<https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2005-18262>
Último acceso: septiembre 2018
- [6] Página Web de LEIS
<http://www.leis.cl/como-funcionan-las-bombas-de-hormigon-reed-parte-1/>
Último acceso: septiembre 2018
- [7] Página Web de Educarex, vibraciones mecánicas
https://www.educarex.es/pub/cont/com/0055/documentos/10_Informaci%C3%B3n/02_Fichas_generales/Vibraciones_mecanicas.pdf
Último acceso: julio 2018
- [8] Página Web de Campus Virtual, Facultad de Farmacia y Bioquímica, ondas
<http://virtual.ffyb.uba.ar/mod/book/view.php?id=88043&chapterid=1833>
Último acceso: agosto 2018
- [9] Ibáñez Martínez, Miguel Ángel. “Obtención de señales vibratorias y análisis estadístico para defectología en ejes ferroviarios”. Universidad Carlos III de Madrid, año 2012, [en línea].
Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/16555>.

[10] E. Barrul. “Análisis del comportamiento verbal articulatorio en conversaciones grupales espontáneas”, Tesis doctoral, Dpto de Psicología Social, Facultad de Psicología, Universidad de Barcelona, Barcelona, España, 1992. [En línea]

Disponible en: https://www.biopsychology.org/tesis_esteve/confund/confund.htm

[11] D. F. Tandalla Guanoquiza. “Análisis vibracional para la estandarización de tareas de mantenimiento preventivo y predictivo en la línea de producción de poliestireno expandible (EPS) de la empresa Panecons”, Tesis doctoral, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador, 2012. [En línea].

Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1880/1/25T00168.pdf>

[12] Página Web, la transformada de Fourier, una visión pedagógica

http://stel.ub.edu/labfon/sites/default/files/EFE-X-JBobadilla_PGomez_JBernal-FFT_una_vision_pedagogica.pdf

Último acceso: agosto 2018

[13] Página Web de monografías, de la serie de Fourier a la transformada de Fourier

<https://www.monografias.com/trabajos108/serie-fourier-transformada-fourier/serie-fourier-transformada-fourier.shtml>

Último acceso: agosto 2018

[14] Página Web de National Instruments, filtro anti-leasing

<http://digital.ni.com/public.nsf/allkb/7D2769CE61EC2F7786257D9A00560067>

Último acceso: agosto 2018

[15] Página Web de eveluix, teorema de Nyquist

<http://www.eveluix.com/mx/Teoria-del-muestreo-de-Nyquist.html>

Último acceso: agosto 2018

[16] E.T. Lee y H.C.-Chang Eun, “Structural damage detection by power spectral density estimation using output-only measurement”, Shock and Vibration, vol. 2016, 2015. [En línea].

Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1155/2016/8761249>

[17] Página Web de energiza, análisis de señales vibratorias

<http://www.energiza.org/mantenimiento-de-plantas/19-mantenimiento-de-plantas/516-analisis-de-vibraciones-una-tecnologia-clave-del-man-tenimiento-predictivo>

Último acceso: agosto 2018

[18] M.J. Gómez García, “Metodología de selección de indicadores óptimos para el análisis y diagnosis del estado de la máquina: aplicación a elementos rotativos”, Tesis doctoral, dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2014. [En línea]. Disponible en:

<https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/19021>

[19] M.R. Prieto García, “Vibraciones en máquinas rotativas; análisis de órdenes”, Trabajo de fin de grado, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Universidad de Sevilla, 2017. [En línea]. Disponible en: <https://idus.us.es/xmlui/handle/11441/69428>

[20] R. Sánchez Barato, “Registro y análisis de la señal vibratoria de un eje ferroviario a escala para defectología”, Proyecto de fin de carrera, dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, 2012. [En línea]. Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/15899>

[21] F. Carrillo Rodrigo, “Adquisición de datos y procesamiento para detección de defectos localizados en los cambios de sección de un eje a través de la WPT”, Trabajo fin de grado, dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, 2014.

[22] M.C. Trujillo Arribas “Análisis de vibraciones en auxiliares de motores de combustión interna”, Proyecto de fin de carrera, Universidad de Zaragoza, 2010. [En línea]. Disponible en: http://zaguan.unizar.es/record/4732/files/TAZ-PFC-2010-082_ANE.PDF

[23] Página Web de Spectra Quest
<https://spectraquest.com/>
Último acceso: agosto 2018

[24] Página Web de Rexnord, especificaciones técnicas de los rodamientos
<https://www.rexnord.com/Products/Bearings/Ball-Bearings/Unmounted-Replacement-Bearings/ER-K/ER10K>
Último acceso: agosto 2018

[25] M. Zamorano Garzón “Puesta a punto de ensayos en máquina de simulación de fallos para detección de defectos mediante señales vibratorias para docencia”, Trabajo de fin de máster, departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, 2017.

[26] P. Pérez Pozo y V. Bermejo Campos, “Estudio de la vibración en baja frecuencia de motor eléctrico”, Universidad Politécnica de Madrid, 2013. [En línea]. Disponible en: http://oa.upm.es/22525/1/PFC_VICTOR_BERMEJO_CAMPOS_PABLO_PEREZ_POZO.pdf

[27] Página Web de Brüel&Kjaer, Especificaciones técnicas del acelerómetro
<https://www.bksv.com/en/products/transducers/vibration/Vibration-transducers/accelerometers/4383>
Último acceso: agosto 2018

[28] Página Web de Brüel&Kjaer, especificaciones técnicas del acondicionador de señales:
<https://www.bksv.com/en/products/transducers/conditioning/ccld/2693-A-0F4>
Último acceso: agosto 2018

[29] Página Web de RS Components Ltd, especificaciones técnicas de la tarjeta de adquisición de datos
<https://es.rs-online.com/web/p/adquisicion-de-datos/7962627/>
Último acceso: agosto 2018

[30] J. Romero. “Herramienta para la adquisición, procesamiento y monitorización de señales. Detección de fallos en ejes y rodamientos mecánicos”, Proyecto de fin de carrera, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, 2011. [En línea]. Disponible en: <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/13035>

[31] J.C. García Prada y J.I. Pedrero Moya, “Vibraciones aleatorias” en Cálculo, construcción y ensayo de Máquinas I. Vibraciones en Máquinas, 1ªed. Madrid: Universidad Nacional de Educación a Distancia, 1993, 24-29.